

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
МІСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА імені О. М. БЕКЕТОВА

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ
ДО ВИКОНАННЯ РОЗРАХУНКОВО-ГРАФІЧНОЇ РОБОТИ
з дисципліни

«ЗАСОБИ КОМЕРЦІЙНОГО ОБЛІКУ
ЕНЕРГОНОСІЇВ»

(для студентів усіх форм навчання
спеціальності 7.06010107 – Теплогазопостачання і вентиляція
та слухачів другої вищої освіти)

Харків
ХНУМГ ім. О. М. Бекетова
2016

Методичні вказівки до виконання розрахунково-графічної роботи з дисципліни «Засоби комерційного обліку енергоносіїв» (для студентів усіх форм навчання спеціальності 7.06010107 – Теплогазопостачання і вентиляція та слухачів другої вищої освіти) / Харків. нац. ун-т міськ. госп-ва ім. О. М. Бекетова ; уклад. : С. М. Нубарян. – Харків : ХНУМГ ім. О. М. Бекетова, 2016. – 62 с.

Укладач канд. техн. наук, доц. С. М. Нубарян

Рецензент д-р техн. наук, проф. Б. С. Ільченко

Рекомендовано кафедрою експлуатації газових і теплових систем,
протокол № 3 від 24.03.2011 р.

Зміст

	Стор.
Вступ	4
1 Зміст розрахунково-графічної роботи та її оформлення	5
2 Вимірювання витрат за допомогою звужуючих пристроїв	6
2.1 Загальні відомості	6
2.2 Рівняння витрати	8
2.3 Основні вимоги до звужуючих пристроїв	15
3 Визначення коефіцієнтів витрати для звужуючих пристроїв	16
3.1 Діафрагми з кутовим способом відбору перепаду тиску	17
3.2 Діафрагми з фланцевим способом відбору перепаду тиску	19
3.3 Стандартні сопла і сопла Вентурі	20
3.4 Труби Вентурі	20
4 Визначення основних вимірюваних параметрів потоків середовищ	21
4.1 Тиск і температура	23
4.2 Щільність	25
4.3 Визначення числа Рейнольдса і в'язкості потоків	27
4.4 Коефіцієнти розширення і стисливості газу	29
5 Розрахунок звужуючих пристроїв та їх установка	32
5.1 Методика розрахунку звужуючих пристроїв	32
5.2 Вимоги до вимірювального трубопроводу	38
5.3 Схеми вимірювання витрат звужуючими пристроями	40
6 Початкові дані та порядок виконання роботи	45
Додатки	46
Список рекомендованих джерел	62

Вступ

Розрахунково-графічна робота з дисципліни «Засоби комерційного обліку енергоносіїв» призначається як індивідуальне завдання для студентів, які одержують освітньо-кваліфікаційний рівень «фахівець» за фахом «Теплогазопостачання і вентиляція». Ця робота базується на основі наступних навчальних курсів:

- «Засоби комерційного обліку енергоносіїв»;
- «Контрольно-вимірювальні прилади і автоматика»;
- «Теплогазопостачання»;
- «Опалювання і вентиляція».

Розрахунково-графічна спрямована на отримання професійних навиків, що необхідні при проектуванні і розрахунку систем обліку енергоносіїв для об'єктів теплогазопостачання і вентиляції, де використовують у якості вимірників витрати звужуючі пристрої.

Основними завданнями, які мають бути вирішені студентами при виконанні розрахунково-графічної роботи, є:

- знання технологічних особливостей об'єкту на якому має бути організований комерційний облік;
- формулювання вимог до систем обліку конкретного об'єкту;
- ознайомлення з алгоритмами розрахунку звужуючих пристроїв;
- розрахунок заданого звужуючого пристрою;
- розробка конструкції звужуючого пристрою;
- розробка схеми вимірювання для заданого об'єкту.

В процесі виконання даної роботи студенти, залежно від виконуваного варіанту, мають освоїти методику вимірювання різних енергоносіїв (газу, рідин і пари) при комерційному їх обліку, а також розрахунку відповідних стандартних звужуючих пристроїв.

1 Зміст розрахунково-графічної роботи та її оформлення

До складу розрахунково-графічної роботи мають бути включені:

- технічне завдання (початкові дані) – 1 сторінка;
- основні теоретичні положення – 2-3 сторінки;
- вимоги до систем комерційного обліку енергоносіїв – 1 сторінка;
- розрахункова частина – 3-5 сторінок;
- креслення звужуючого пристрою – 1 сторінка;
- загальна структурна схема вимірювання для комерційного обліку енергоносіїв – 1 сторінка;
- схема підключення вимірювального устаткування до трубопроводу – 1 сторінка;
- висновки – 1 сторінка;
- список використаних джерел – 1 сторінка.

Загальний обсяг текстової частини не має перевищувати 12-15 машинописних сторінок. Кожен пункт розрахунково-графічної роботи рекомендовано починати на новій сторінці.

Графічна частина має обов'язково вміщати креслення розрахованого звужуючого пристрою, а також структурну схему підключення його до трубопроводу і організації вимірювань для комерційного обліку.

На кресленні звужуючого пристрою необхідно відобразити всі основні його розміри і клас чистоти обробки поверхонь відповідно до вимог ЕСКД.

Текстову частину слід виконувати на білому папері формату А4 – друкувати на принтері: шрифт – Times New Roman (розмір 14), міжрядковий інтервал – 1,5; межі полів: зверху і знизу – 2 см, зліва і справа – 2 см.

Графічна частина може бути виконана від руки олівцем або з використанням комп'ютерної графіки на аркушах необхідного формату.

Оформлення титульного аркуша треба виконувати за зразком, що наведено на рисунку 1.1.

**Міністерство освіти і науки, молоді та спорту України
Харківська національна академія міського господарства**

Кафедра: Експлуатації газових і теплових систем

Розрахунково-графічна робота
по дисципліні
«Засоби комерційного обліку енергоносіїв»
Варіант №.....

Виконав:

Студент гр. ТВ-

(П.І.Б.)

Перевірив:

Викладач

(посада, П.І.Б.)

м. Харків 20** рік

Рисунок 1.1 – Оформлення титульного аркуша до розрахунково-графічної роботи

2 Вимірювання витрат за допомогою звужуючих пристроїв

2.1 Загальні відомості

При вимірюванні витрат рідин, газу і пари за допомогою звужуючих пристроїв, останні виконують функцію первинного перетворювача (датчика) швидкості потоку в перепад тиску і встановлюються в трубопроводах. У місці

установки звужуючого пристрою утворюється місцеве звуження потоку речовини, унаслідок чого його швидкість підвищується в порівнянні з швидкістю до звуження. Збільшення швидкості потоку приводить до збільшення його кінетичної енергії і зменшення потенційної в звуженому перетині. Отже, відповідно до закону Бернуллі, статичний тиск в звуженому перетині буде менший, ніж в перетині до звужуючого пристрою. Таким чином, при протіканні речовини через звужуючий пристрій створюється перепад тиску ΔP , залежний від швидкості потоку і, отже, витрати речовини.

Отриманий на звужуючому пристрої перепад тиску може бути зміряний за допомогою різного типу дифманометрів, що підключаються до двох отворів в трубопроводі, розташованих до і після звужуючого пристрою.

Як звужуючі пристрої для вимірювання витрати рідини, газу і пари широко застосовуються стандартні діафрагми, сопла, сопла і труби Вентурі.*

На рисунку 2.1 зображена діафрагма, яка є тонким диском з отвором круглого перетину посередині, центр якого збігається з віссю трубопроводу. Звуження потоку починається до діафрагми і на деякій відстані за нею потік

досягає максимального звуження.

Після звуження потік поступово розширюється до повного перерізу трубопроводу. Відповідно до характеру потоку речовини по трубопроводу із звужуючим пристроєм, розподіл тиску відбувається таким чином: до початку звуження потік має статичний тиск P'_1 ; при звуженні потоку на фронтальній поверхні діафрагми тиск підвищується до значення P_1 за рахунок його

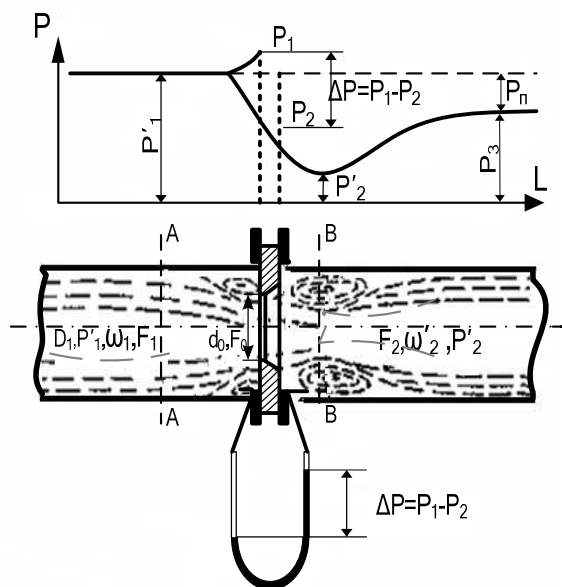


Рисунок 2.1 – Діафрагма в трубопроводі

* Конструкції звужуючих пристроїв і співвідношення їх основних розмірів, наведені в додатку 1.

гальмування; на задній поверхні ж діафрагми тиск знижується до значення P_2 ; у найвужчому перетині потоку за діафрагмою тиск падає до значення P'_2 ; при повному розширенні потоку після діафрагми його тиск прийме значення P_3 . Причому значення тиску $P_3 < P_1$ за рахунок втрат тиску, викликаних завихреннями потоку після звужуючого пристрою. Показаний на рисунку 2.1 відбір тиску P_1 і P_2 здійснюється до і після диска діафрагми в кутах, що утворюються плоскістю діафрагми і внутрішньою поверхнею трубопроводу, що відповідає кутовому способу відбору перепаду тиску. Характер розподілу тиску в потоці для сопел і труб Вентурі аналогічний розподілу тиску, показаному на рисунку 2.1. Однак, необхідно мати на увазі, що втрати тиску на звужуючих пристроях при однаковому перепаді $\Delta P = P_1 - P_2$ зменшуються в наступному порядку: діафрагма - сопло - сопло Вентурі - труба Вентурі.

2.2 Рівняння витрати

При математичному аналізі руху рідких і газоподібних середовищ через звужуючі пристрої виходять з рівняння Бернуллі і рівняння нерозривності, враховуючи при цьому стисливість середовища (газ, пара).

Розглянемо потік між перетинами трубопроводу А-А і В-В (рис. 2.1), в якому встановлена діафрагма, а також приймемо допущення, що швидкості частинок потоку по всьому перетину дорівнюють середній швидкості і направлені паралельно осі трубопроводу.

Скориставшись загальним рівнянням закону збереження енергії

$$\int \omega d\omega = -\rho^{-1} \int dP \quad (2.1)$$

для випадку нестискуваної рідини ($\rho_1 = \rho_2 = \rho = \text{const}$), отримаємо:

$$\frac{\rho}{2} (\omega_2'^2 - \omega_1'^2) = P_1' - P_2', \quad (2.2)$$

де P_1' і P_2' – абсолютний тиск в перетинах А-А і В-В відповідно, Па;

ω_1 і ω_2 – середні швидкості у відповідних перетинах А-А і В-В, м/с;

ρ – щільність середовища перед звужуючим пристроєм, кг/м³.

Згідно умов нерозривності струменя для нестискуваної рідини, кількість речовини, що проходить через будь-які перетини трубопроводу, залишається постійною, тоді

$$F_1 \cdot \omega_1 = F_2 \cdot \omega_2, \quad (2.3)$$

де F_1 і F_2 – площі сечення струи в А-А і В-В, відповідно, м².

Виражаючи площу перетину струменя F_2 через площу отвору звужуючого пристрою F_0 і коефіцієнт звуження струменя, запишемо

$$F_2 = \mu_1 \cdot F_0. \quad (2.4)$$

Підставляючи значення F_2 в (2.3), виразимо значення швидкості ω_1 :

$$\omega_1 = \mu_1 \frac{F_0}{F_1} \cdot \omega'_2. \quad (2.5)$$

У цьому виразі відношення $\frac{F_0}{F_1} = \frac{d^2}{D^2} = m$ називається відносною площею або модулем звужуючого пристрою, де d і D – діаметри отвору звужуючого пристрою і внутрішньої частини трубопроводу при робочій температурі.

Виходячи з виразів (2.5) і (2.2), визначимо швидкість потоку в його найбільш вузькому перетині F_2 :

$$\omega'_2 = \frac{1}{\sqrt{1 - \mu_1^2 \cdot m^2}} \sqrt{\frac{2 \cdot (P'_1 - P'_2)}{\rho}}. \quad (2.6)$$

Однак, як наголошувалося вище, перепад тиску на діафрагмі в основному вимірюється в її кутах до і після неї. Крім того, в реальному потоці має місце втрата швидкості за рахунок в'язкого тертя середовища об стінки трубопроводу. Тому в дійсних умовах, а також із-за заміни тиску P'_1 і P'_2 тиском P_1 і P_2 , у формулу (2.6) необхідно ввести поправочний коефіцієнт ζ . Тоді ця формула для середньої швидкості в найбільш вузькому перетині потоку набере вигляду:

$$\omega_2 = \frac{\xi}{\sqrt{1 - \mu_1^2 \cdot m^2}} \sqrt{\frac{2 \cdot (P'_1 - P'_2)}{\rho}}. \quad (2.7)$$

Звідси рівняння об'ємної витрати через отвір звужуючого пристрою з урахуванням виразу (2.4) визначиться таким чином:

$$Q_0 = \frac{\mu_1 \cdot \xi}{\sqrt{1 - \mu_1^2 \cdot m^2}} \cdot F_0 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P}{\rho}}, \quad (2.8)$$

де Q_0 – об'ємна витрата через звужуючий пристрій, м³/с;

$\Delta P = P_1 - P_2$ – перепад тиску на звужуючому пристрої, Па.

У разі вимірювання витрати стискуваної рідини, газу або пари необхідно враховувати зміну щільності вимірюваного середовища у зв'язку із зміною тиску при проходженні її через звужуючий пристрій. Коефіцієнт звуження μ_1 для стискуваного середовища залежить від відношення тиску P_2/P_1 , що вабить збільшення найменшого перетину струменя потоку за діафрагмою із-за збільшення об'єму стискуваного середовища при зменшенні тиску за звужуючим пристроєм. Для обліку розширення стискуваного середовища за звужуючим пристроєм в рівняння витрати (2.8) необхідно вводити поправочний множник ξ , визначення якого буде приведено далі.

Коефіцієнти μ_1 і ξ , приведені в рівнянні (2.8), залежать один від одного і не можуть бути з достатньою точністю визначені роздільно. Тому їх об'єднують в один загальний коефіцієнт α , званий коефіцієнтом витрати звужуючого пристрою, визначуваний по емпіричних залежностях, які будуть приведені далі:

$$\alpha = \frac{\mu_1 \cdot \xi}{\sqrt{1 - \mu_1^2 \cdot m^2}}. \quad (2.9)$$

Враховуючи вираз для коефіцієнта витрати (2.9) і коефіцієнт розширення для стискуваного середовища ε , рівняння витрати об'ємної витрати (2.8) для загального випадку може бути переписане у вигляді:

$$Q_0 = \alpha \cdot \varepsilon \cdot F_0 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P}{\rho}}, \quad (2.10)$$

причому для нестискуваної рідини $\varepsilon = 1$.

Масова витрата речовини може бути отримана з виразу об'ємної витрати відповідно до наступного співвідношення:

$$Q_m = Q_0 \cdot \rho, \quad (2.11)$$

де Q_m – масова витрата, кг/с;

Q_0 – об'ємна витрата, м³/с;

ρ – щільність вимірюваного середовища, кг/м³.

Виражаючи площу отвору звужуючого пристрою через його діаметр, запишемо загальні рівняння об'ємної і масової витрати, вживані на практиці для комерційного обліку енергоносіїв:

$$Q_0 = \alpha \cdot \varepsilon \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P}{\rho}}, \quad \text{м}^3/\text{с} \quad (2.12)$$

і

$$Q_m = \alpha \cdot \varepsilon \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot \sqrt{2 \cdot \Delta P \cdot \rho}, \quad \text{кг/с}. \quad (2.13)$$

У цих формулах діаметр звужуючого пристрою (d) вимірюється в метрах.

При комерційному обліку газових середовищ їх об'ємна витрата, визначувана відповідно до рівняння (2.12) за робочих умов, прийнято приводити до нормальних умов (при $P_n = 1,0332$ кгс/см² і $T_n = 293,15$ К) по наступному виразу:

$$Q_n = Q_0 \cdot \frac{P \cdot T_n}{P_n \cdot T \cdot z}, \quad (2.14)$$

де Q_n – витрата газу за нормальних умов, нм³/с;

P, T – абсолютні тиск і температура газу за робочих умов;

z – коефіцієнт стисливості газу.

Враховуючи постійність значень тиску і температури для нормальних умов, вираз (2.14) зазвичай використовують в наступному вигляді:

$$Q_H = 283,73 \cdot Q_0 \cdot \frac{P}{T \cdot z}. \quad (2.15)$$

Виходячи із співвідношення (2.15) і рівняння (2.12), об'ємна витрата сухих газів, приведена до нормальних умов, на практиці визначається по формулі:

$$Q_H = 0,2109 \cdot \alpha \cdot \varepsilon \cdot K_t^2 \cdot d_{20}^2 \cdot \sqrt{\frac{P \cdot \Delta P}{\rho_H \cdot T \cdot z}}, \quad (\text{нм}^3/\text{год}), \quad (2.16)$$

де ΔP – перепад тиску на звужуючому пристрої, кгс/м² (мм вод. ст.);
 d_{20} – діаметр звужуючого пристрою при 20 °С, мм;
 ρ_H – щільність газу за нормальних умов, кг/м³;
 K_t – коефіцієнт теплового розширення матеріалу звужуючого пристрою.

При визначенні витрати вологого газу відповідно до основного рівняння витрати, об'ємна витрата сухої його частини за тих же робочих умов визначається по формулі:

$$Q_{CG} = Q_{BG} \left(1 - \varphi \cdot \frac{P_{BII \max}}{P} \right), \quad (2.17)$$

де Q_{CG} – об'ємна витрата сухої частини вологого газу;

Q_{BG} – об'ємна витрата вологого газу;

$P_{BII \max}$ – максимальний тиск пари води в робочих умовах, кгс/см²;

φ – вологовміст газу, у долях одиниці;

P – абсолютний робочий тиск газу, кгс/см².

Зважаючи на вираз (2.15), витрата сухої частини вологого газу може бути приведена з робочого в нормальний стан по формулі:

$$Q_H = 283,73 \cdot Q_{BG} \left(\frac{P}{T \cdot z} - \varphi \cdot \frac{P_{BII \max}}{T \cdot z} \right). \quad (2.18)$$

Якщо відома щільність вологого газу в робочих умовах, то витрата сухої його частини за нормальних умов визначається по виразу:

$$Q_H = 3,553 \alpha \varepsilon \cdot K_t^2 \cdot d_{20}^2 \cdot \frac{P - \varphi \cdot P_{\text{ВПmax}}}{T \cdot z} \cdot \sqrt{\frac{\Delta P}{\rho_{\text{ВГ}}}} \quad (\text{нм}^3/\text{год}). \quad (2.19)$$

Для визначення об'ємної витрати рідких середовищ за допомогою звужуючих пристроїв з урахуванням рівняння (2.12) і при $e = 1$ користуються наступним виразом:

$$Q_0 = 0,01252 \cdot \alpha \cdot K_t^2 \cdot d_{20}^2 \cdot \sqrt{\frac{\Delta P}{\rho}}, \quad (\text{м}^3/\text{год}). \quad (2.20)$$

Проте, для застосування цього рівняння необхідне дотримання умов без кавітаційного перебігу рідини через звужуючий пристрій.

Для безкавітаційного перебігу рідини необхідне виконання співвідношення $P_2/P_1 \geq CL$, де P_1 і P_2 – абсолютний тиск до і після звужуючого пристрою в місцях його відбору, а CL – критерій, що розраховується по формулі:

$$CL = \left[1 + \frac{a}{b} \left(1 + \sqrt{1 + \frac{b}{a \cdot f_0}} \right) \right]^{-1} + \frac{P_{\text{НП}}}{P_1}, \quad (2.21)$$

де $a = 1 + \mu_1 m$; $b = 2 - f_0(7 + a)$;

f_0 – відносна розчинність газу в рідині;

μ_1 – коефіцієнт звуження струменя;

m – модуль звужуючого пристрою.

Відносна розчинність газів в рідких середовищах може бути розрахована по наступній формулі:

$$f_0 = \chi \frac{m_{\text{Г}}}{m_{\text{Ж}}} \cdot \frac{\rho_{\text{Ж}}}{\rho_{\text{Н.Г}}} \cdot P_{\text{Н}} \cdot \frac{T}{T_{\text{Н}}}, \quad (2.22)$$

де $\chi = 1/P_0$ – коефіцієнт Генрі;

T – робоча температура рідини з розчиненими газами;

$T_{\text{Н}}, P_{\text{Н}}$ – абсолютні значення нормальної температури і тиску;

$\rho_{жс}$ – щільність вимірюваної рідини при робочій температурі;

$\rho_{н.г}$ – щільність розчиненого газу за нормальних умов;

$m_г, m_{жс}$ – молекулярні маси газу і рідини, відповідно;

P_0 – тиск пари розчиненого газу, в зрідженому стані при робочій температурі (якби такий стан був можливим).

Значення величини f_0 для води залежно від її температури наведені в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 – Відносна розчинність газів у воді

$t, ^\circ C$	$f_0 \times 10^3$									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
0	28,8	28,3	27,8	27,3	26,7	26,2	25,7	25,1	24,6	24,0
10	23,5	23,2	22,9	22,5	22,2	21,9	21,5	21,2	20,8	20,5
20	20,1	19,9	19,7	1,4	19,2	19,0	18,8	18,5	18,3	18,1
30	17,8	17,7	17,5	17,3	17,2	17,1	17,0	16,9	16,6	16,4
40	16,3	16,2	16,1	16,0	15,9	15,8	15,7	15,6	15,6	15,5
50	15,4	15,3	15,3	15,2	15,2	15,1	15,0	14,9	14,9	14,9
60	14,8	14,8	14,8	14,7	14,7	14,7	14,7	14,7	14,6	14,6
70	14,6	14,6	14,6	14,6	14,6	14,6	14,6	14,6	14,6	14,6
80	14,6	14,6	14,6	14,6	14,6	14,7	14,7	14,7	14,7	14,7
90	14,7	14,8	14,8	14,9	14,9	15,0	15,0	15,0	15,1	15,1

У разі вимірювання витрати рідин за допомогою сопел, а також труб Вентурі, коефіцієнт звуження струменя $\mu_1 = 1$. Для діафрагм значення μ_1 можуть бути визначені по графіку, що наведен на рисунку 2.2.

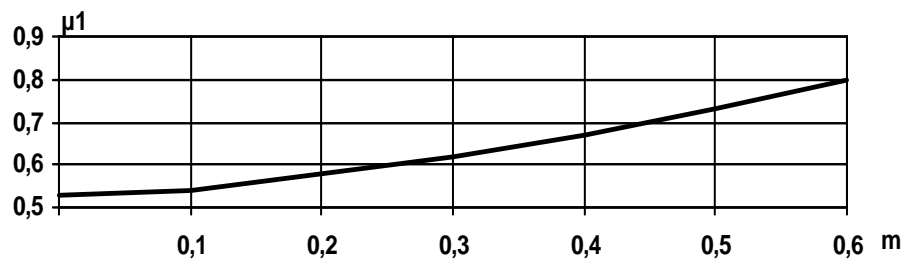


Рисунок 2.2 – Залежність коефіцієнта звуження струменя для діафрагм

Значення коефіцієнта звуження струменя може бути також розраховано по емпіричному рівнянню з помилкою інтерполяції не більше 0,6 %:

$$\mu_1 = 1,262m^3 - 1,328m^2 + 0,97m + 0,417. \quad (2.23)$$

2.3 Основні вимоги до звужуючих пристроїв

При визначенні витрати різних середовищ при їх комерційному обліку за допомогою звужуючих пристроїв по приведених вище рівняннях, відповідно до нормативного документа РД 50-213-80, висувається ряд вимог до умов вимірювання, а також до діаметрів звужуючих пристроїв і трубопроводів.

Умови вимірювання:

- характер руху потоку вимірюваного середовища на прямих ділянках трубопроводів до і після звужуючого пристрою має бути турбулентним і стаціонарним з некритичною швидкістю;
- при проходженні потоку речовини через звужуючий пристрій фазовий його стан не повинен мінятися;
- перебіг рідини має бути безкавіційним;
- на поверхні звужуючого пристрою не повинно утворюватися різних відкладень, здатних змінити його розміри;
- у внутрішній порожнині трубопроводів до і після звужуючого пристрою не повинно накопичуватися забруднень;
- тиск на вході і виході звужуючого пристрою повинен відповідати співвідношенню $P_2/P_1 \geq 0,75$ (тобто втрати тиску на звужуючому пристрої не повинні перевищувати 25 %);
- при вимірюванні витрати перегрітої пари необхідно користуватися положеннями, що стосуються сухого газу;
- допускається визначати витрату вологої пари як вологого газу, якщо масова частка води в пароводяній суміші не перевищує 20 %, а відношення щільності пари до щільності рідини не перевищує 0,002.

При вимірюванні витрати за допомогою діафрагм може бути використаний як кутовий, так і фланцевий спосіб відбору перепаду тиску, а при використанні різних сопел і труб Вентурі – тільки кутовий.

Діафрагми з кутовим способом відбору перепаду тиску можуть застосовуватися на трубопроводах з внутрішнім діаметром від 50 мм до 1400 мм, при цьому їх модуль повинен знаходитися в межах $0,05 \leq m \leq 0,64$.

Діафрагми з фланцевим способом відбору перепаду тиску застосовуються для трубопроводів з внутрішнім діаметром від 50 мм до 760 мм з модулем $0,04 \leq m \leq 0,56$. У обох випадках відбору перепаду тиску діаметр отвору діафрагми d_{20} при 20 °С має бути не менше ніж 12,5 мм.

При вимірюванні витрати за допомогою стандартних сопел треба дотримуватися наступних співвідношень для їх модулів і внутрішніх діаметрів трубопроводів:

для рідких середовищ – $0,05 \leq m \leq 0,64, \quad D \geq 50 \text{ мм};$

для газів – $0,05 \leq m \leq 0,64, \quad D \geq 30 \text{ мм}.$

Для сопел Вентурі для вказаних вище діаметрів трубопроводів при вимірювання рідких і газоподібних середовищ модуль має бути $0,05 \leq m \leq 0,6$.

Найменший діаметр отвору для всіх типів сопел d_{20} має бути не менше ніж 15 мм.

Труби Вентурі можуть застосовуватися при вимірюваннях витрат для трубопроводів з діаметром $50 \text{ мм} \leq D \leq 1400 \text{ мм}$, модуль яких складає від 0,1 до 0,6.

3 Визначення коефіцієнтів витрати для звужуючих пристроїв

Для визначення параметрів, що входять в рівняння витрати, при комерційному обліку енергоносіїв використовуються емпіричні залежності, що приводяться рядом нормативних документів і рядом авторів, дозволяють при заданих початкових даних з достатньою точністю визначати витрати рідких і газоподібних середовищ за допомогою звужуючих пристроїв, зводячи до мінімуму пошук і обробку необхідних довідкових даних.

Коефіцієнти витрати звужуючих пристроїв (α), що входять в рівняння витрати є основною їх характеристикою і функціонально залежать від модуля звужуючого пристрою і значення числа Рейнольдса (Re), що характеризує

потік вимірюваного середовища. При цьому для забезпечення турбулентного режиму перебігу потоків через звужуючі пристрої на мінімальні значення чисел Рейнольдса накладаються обмеження (Re_{\min}) для різних модулів звужуючих пристроїв. Визначення коефіцієнтів витрати різних звужуючих пристроїв здійснюється за допомогою інтерполяційних залежностей, приведених нижче і при дотриманні ряду обмежень.

3.1 Діафрагми з кутовим способом відбору перепаду тиску

Для діафрагм з кутовим способом відбору перепаду тиску (додаток 1) в діапазоні чисел Рейнольдса $Re_{\min} \leq Re \leq 10^8$, коефіцієнт витрати визначається по формулі:

$$\alpha_y = \frac{k_n}{\sqrt{1-m^2}} \left[0,5959 + 0,0312 \cdot m^{1,05} - 0,184 \cdot m^4 + 0,0029 \cdot m^{1,25} \cdot \left(\frac{10^6}{Re} \right)^{0,75} \right], \quad (3.1)$$

де k_n – коефіцієнт, що враховує притуплення вхідної кромки діафрагми*.

При цьому значення Re_{\min} вибирають залежно від модуля діафрагми:

$$\begin{aligned} \text{при } 0,05 \leq m \leq 0,2 \quad Re_{\min} &= 5 \cdot 10^3; \\ 0,2 < m \leq 0,59 \quad Re_{\min} &= 10^4; \\ 0,59 < m \leq 0,64 \quad Re_{\min} &= 2 \cdot 10^4. \end{aligned}$$

Вираз (3.1) справедливий при виконанні наступних умов відносної шорсткості внутрішньої поверхні трубопроводів, по яких тече вимірюване середовище:

$$\frac{k}{D} \cdot 10^4 \leq \begin{cases} 25 & \text{при } m \leq 0,09; \\ 2375 \cdot m - 1875,5 \cdot \sqrt{m} + 356,5 & \text{при } 0,09 < m \leq 0,13; \\ 3,9 + \exp(-14,2 \cdot \sqrt{m}) \cdot 10^3 & \text{при } m > 0,13, \end{cases} \quad (3.2)$$

де k – середнє значення нерівностей, внутрішній поверхні трубопроводу, залежне від її стану, * мм;

* Значення k можуть бути визначені за даними, приведеними в додатку 2.

D – внутрішній діаметр трубопроводу, мм;

m – модуль діафрагми.

У разі не дотримання умов по відносній шорсткості трубопроводів, визначуваних відповідно до (3.1), в коефіцієнт витрати звужуючого пристрою необхідно ввести поправочний коефіцієнт на шорсткість, визначуваний по формулі:

$$k_{ш} = a \cdot m + b, \quad (3.3)$$

де $k_{ш}$ – коефіцієнт шорсткості;

m – модуль діафрагми;

a, b – параметри рівняння.

Визначення параметрів рівняння (3.3) здійснюється по нижченаведених залежностях:

$$a = \begin{cases} (c - 0,3) \cdot [-1,066 \cdot c^2 + 0,36 \cdot c - 0,13], & \text{при } c \leq 0,3; \\ 0, & \text{при } c > 0,3; \end{cases}$$

$$b = \begin{cases} 1 + (c - 0,3) \cdot [-0,08 \cdot c^2 + 0,024 \cdot c - 0,0046], & \text{при } c \leq 0,3; \\ 1, & \text{при } c > 0,3; \end{cases}$$

$$c = D/10^3.$$

Значення коефіцієнта k_n , враховує притуплення вхідної кромки діафрагми, що входить у вираз (3.1), можуть бути також визначені за емпіричною формулою:

$$k_n = a + b \cdot \exp[-n \cdot (m - 0,05)], \quad (3.4)$$

$$\text{де } a = 1 + 0,011 \cdot \exp[-55,2 \cdot (c - 0,05)^{1,3}];$$

$$b = 0,002 + 0,0258 \cdot c - 1,68 \cdot c^2 + 2,867 \cdot c^3;$$

$$n = 4,025 + 142,94 \cdot (c - 0,05)^{1,92};$$

$$c = D/10^3.$$

3.2 Діафрагми з фланцевим способом відбору перепаду тиску

Для діафрагм з фланцевим способом відбору перепаду тиску (додаток 1) з тією ж верхньою межею діапазону чисел Рейнольдса, що і для діафрагм з кутовим способом відбору перепаду тиску, а також відповідними модулями, коефіцієнт витрати α_ϕ визначається по формулі:

$$\alpha_\phi = \left[\alpha_y + \frac{k_n}{\sqrt{1-m^2}} \left(\frac{0,09 \cdot l_1 \cdot m^2}{1-m^2} - 0,0337 \cdot l_2 \cdot m^{1,5} \right) \right] \cdot k_u, \quad (3.5)$$

де α_y – коефіцієнт витрати, визначуваний по формулі (3.1);

k_u, k_n – поправочні коефіцієнти, визначувані по виразах (3.3) і (3.4), відповідно;

l_1, l_2 – постійні параметри діафрагм з фланцевим способом відбору перепаду тиску.

Значення постійних l_1 і l_2 визначаються залежно від внутрішнього діаметру трубопроводу таким чином: $l_1 = l_2 = 25,4/D$ при $D > 58,6$ мм, інакше – $l_1 = 0,433$.

Відносна шорсткість трубопроводів для діафрагм з фланцевим способом відбору перепаду тиску повинна задовольняти вимогам, вказаним у виразі (3.2) за винятком випадку, коли використовуються діафрагми з модулями ($m > 0,13$).

В цьому випадку повинне дотримуватися співвідношення $\frac{k}{D} \cdot 10^4 \leq 10$.

Мінімальне ж значення чисел Рейнольдса при вимірюванні потоків за допомогою діафрагм даного типу складає: $Re_{min} = 1260 \cdot m \cdot D$, де m – модуль діафрагми, а D – внутрішній діаметр трубопроводу.

3.3 Стандартні сопла і сопла Вентурі

Для комерційного обліку енергоносіїв як звужуючі пристрої можуть бути використані різні стандартні сопла, а також сопла Вентурі (додаток 1). При їх застосуванні в діапазоні чисел Рейнольдса $Re_{min} \leq Re \leq 2 \cdot 10^6$, коефіцієнт витрати повинен визначатися по виразу:

$$\alpha_C = \frac{k_u}{\sqrt{1-m^2}} \left[0,99 + 0,2262m^{2,05} - 0,184m^4 + (215 - 1125m^{0,5} + 2490m^{2,35}) \cdot 10^{-6} \left(\frac{10^6}{Re} \right)^{1,15} \right]. \quad (3.6)$$

При цьому вибирають наступні значення Re_{min} залежно від модуля сопла:

$$\text{при } 0,05 \leq m < 0,2 \quad Re_{min} = 2 \cdot 10^4;$$

$$\text{при } 0,2 \leq m < 0,6 \quad Re_{min} = 7 \cdot 10^4.$$

Якщо відносна шорсткість трубопроводів, в яких встановлені сопла в якості звужуючих пристроїв, задовольняє умовам, вказаним в (3.2), то поправочний коефіцієнт k_u , що входить у вираз (3.6) приймається рівним одиниці, інакше цей коефіцієнт визначається по наступних співвідношеннях:

$$k_u = \begin{cases} (1,002 - 0,0318 \cdot m + 0,0907 \cdot m^2) - (0,0062 - 0,1017 \cdot m + \\ + 0,2972 \cdot m^2) \cdot D \cdot 10^{-3} & \text{при } m \geq 0,27; \\ 1, & \text{при } m < 0,27 \text{ или } D > 300 \text{ мм.} \end{cases} \quad (3.7)$$

3.4 Труби Вентурі

На практиці при використанні труб Вентурі в якості звужуючих пристроїв застосовують три типи труб (додаток 1) з модулями $0,1 \leq m \leq 0,6$ для різних діапазонів чисел Рейнольдса. Тип труби Вентурі визначається умовним її проходом D_y , умовним тиском P_y і матеріалом з якого виготовлена труба, крім того розрізняють короткі і довгі труби.

Розрізняють наступні типи труб Вентурі:

A – сталеві зварені з листового матеріалу, на D_y від 200 до 1400 мм, P_y до 16 кгс/см²;

B – литі з необробленими вхідними частинами і литою обробленою горловиною на D_y від 100 до 800 мм, P_y до 25 кгс/см²;

B – литі з обробленими вхідним патрубком, конусом і горловиною на D_y від 50 до 250 мм, P_y до 40 кгс/см².

Трубу Вентурі називають довгою, якщо найбільший діаметр вихідного конуса дорівнює діаметру трубопроводу, якщо ж він менше діаметру трубопроводу – короткою.

Коефіцієнт витрати труб Вентурі визначається по наступній формулі:

$$\alpha_m = \frac{1}{\sqrt{1-m}} \cdot C, \quad (3.8)$$

де C – коефіцієнт витоку.

Значення коефіцієнтів витоку для труб Вентурі різного типу наведені в таблиці 3.1.

Таблиця 3.1 – Коефіцієнт витоку для труб Вентурі різних типів

Тип труби Вентурі	Допустимий діапазон модулів	Діапазон чисел Рейнольдса (Re)	Коефіцієнт витоку (C)
1	2	3	4
<i>A</i>	0,15 – 0,5	100000 – 200000	0,985
	0,15 – 0,5	200000 – 2000000	0,985
	0,15 – 0,5	более 2000000	0,985
<i>B</i>	0,1 – 0,6	100000 – 150000	0,976
	0,1 – 0,6	150000 – 200000	0,982
	0,1 – 0,6	200000 – 2000000	0,984
	0,1 – 0,6	более 2000000	0,984
<i>B</i>	0,1 – 0,6	100000 – 150000	0,977
	0,1 – 0,6	150000 – 200000	0,992
	0,1 – 0,6	200000 – 2000000	0,995
	0,1 – 0,6	более 2000000	0,995

4 Визначення основних вимірюваних параметрів потоків середовищ

Для комерційного обліку енергоносіїв недостатньо тільки одного точного визначення кількості середовища, що протікає через вимірники

витрати, оскільки зміна її фізико-хімічних властивостей надає істотний вплив на точність обліку в цілому. У зв'язку з цим виникає необхідність визначення ряду параметрів вимірюваних потоків для підвищення точності їх обліку шляхом введення корекції в зміряні значення витрат. Корекція вимірюваних витрат рідких, і особливо, газоподібних і пароподібних середовищ обов'язково повинна здійснюватися при використанні вимірників об'ємної витрати, до яких відносяться всі типи звужуючих пристроїв, а також розрахунку масової витрати.

До основних параметрів вимірюваного середовища, які необхідно визначати при комерційному обліку, відносяться її склад, тиск, температура, щільність, в'язкість, вологість, коефіцієнт стисливості і так далі. Визначення вказаних параметрів може бути здійснене за допомогою відповідних вимірників і розрахунковим шляхом. При цьому, очевидно, що для комерційного обліку енергоносіїв необхідно використовувати схеми з обчислювачами витрат, в які вводиться інформація автоматично або в ручну. Тоді загальна структурна схема пристрою для комерційного обліку енергоносіїв може бути представлена схемою, що наведена на рисунку 4.1.

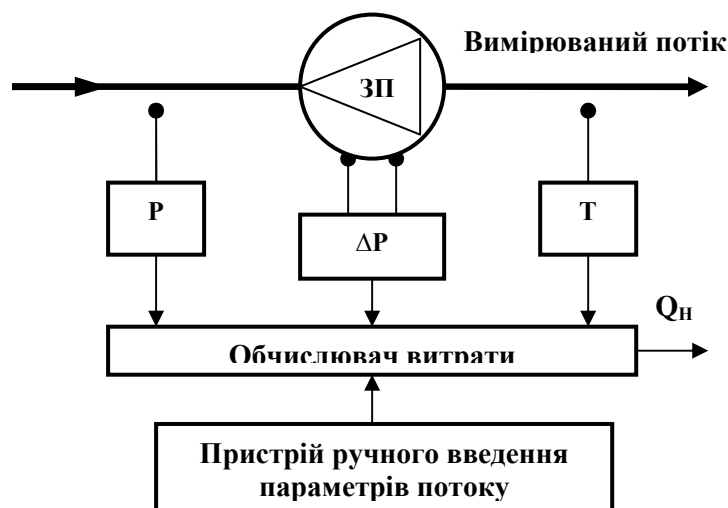


Рисунок 3.2 – Структурна схема пристрою вимірювання витрати:

ЗП – звужуючий пристрій; ΔP – перетворювач перепаду тиску;
 P , T – перетворювачі тиску і температури; Q_n – розрахункова витрата

4.1 Тиск і температура

При визначенні витрати потоків середовищ з допомоги звужуючих пристроїв по рівняннях, приведених вище, використовуються абсолютний тиск і температура потоків.

Абсолютний тиск вимірюваного середовища визначають як суму надмірного P_H і барометричного P_B тиску:

$$P_A = P_H + P_B. \quad (4.1)$$

Надмірний тиск середовища визначається за допомогою манометрів або дифманометрів, що підключаються до трубопроводу, які можуть бути як що показують, так і з дистанційною передачею свідчень. Абсолютний або надмірний тиск вимірюють перед звужуючим пристроєм (ЗП) манометром будь-якого типу на відстані $(5 - 10)D_{20}$ через окремий отвір, розміщений в перетині вимірювального трубопроводу (ВТ). Якщо ж неможливо забезпечити необхідну відстань, то допускається приєднання манометра до плюсової сполучної трубки дифманометра. В цьому випадку місце з'єднання трубок розташовують безпосередньо у ЗП. При такому під'єднуванні манометра його одночасна робота з дифманометром не впливає на свідчення витратоміра. При іншій компоновці сполучних ліній необхідна перевірка взаємного впливу манометра і дифманометра. Вимірювання абсолютного або надмірного тиску виконують з урахуванням різниці висот встановлення ЗП і засобу вимірювань тиску.

Надмірний тиск середовища зазвичай вимірюється до звужуючого пристрою на відстані $(5 - 10)D_{20}$, або відбір його здійснюється від імпульсних ліній позитивної камери вимірника перепаду тиску.

Барометричний тиск вимірюють за допомогою барометрів, що встановлюються в безпосередній близькості від звужуючих пристроїв.

Абсолютний тиск може бути зміряний безпосередньо також за допомогою манометрів абсолютного тиску. У випадку, якщо зміну

барометричного тиску викликає відхилення абсолютного тиску не більше 0,5 %, то його можна вважати постійним.

Співвідношення між одиницями тиску для різних систем його вимірювання наведені в таблиці 4.1*.

Таблиця 4.1 – Одиниці вимірювання тиску

Одиниці вимірювання	Числове значення одиниці вимірювання					
	Па	бар	атм	кгс/см ²	мм рт. ст.	мм вод. ст.
Па	1,0	10 ⁻⁵	0,98692 · 10 ⁻⁵	1,01972 · 10 ⁻⁵	7,5 · 10 ⁻³	0,10197
бар	10 ⁵	1,0	0,98692	1,01972	750,075	10197
атм	101,048 · 10 ³	1,01325	1,0	1,0332	760,0	10332
кгс/см² (ат)	98,0665 · 10 ³	0,980665	0,96784	1,0	735,56	10000
мм рт. ст.	133,332	1,3332 · 10 ⁻³	1,3158 · 10 ⁻³	1,3595 · 10 ⁻³	1,0	13,595
мм вод. ст.	9,80665	0,98066 · 10 ⁻⁴	9,6784 · 10 ⁻⁵	10 ⁻⁴	7,3556 · 10 ⁻²	1,0

Температуру контрольованого середовища визначають шляхом її вимірювань термометрами будь-якого типу. Абсолютна температура потоку вимірюваного середовища знаходиться як сума:

$$T = t + 273,15, \quad (4.2)$$

де t – температура потоку, °C.

Вимірювання температури середовища проводять на прямих ділянках трубопроводу на відстані L_1 до або L_2 після звужуючого пристрою, при цьому враховується діаметр термоприймача d_m і глибина його занурення h_m :

$$L_1 \geq 5D_{20} \text{ при } d_m \leq 0,03D_{20};$$

$$L_1 \geq 20D_{20} \text{ при } 0,03D_{20} < d_m \leq 0,13D_{20};$$

$$h_m = (0,3 - 0,5)D_{20};$$

$$L_2 = (5 - 10)D_{20}.$$

Дані обмеження на установку термоприймачів необхідні для того, що б виключити збурення потоку до звужуючого пристрою, а також зменшити вплив можливої зміни температури потоку після звужуючого пристрою на її вимірювання.

* При виконанні розрахунків для комерційного обліку енергоносіїв відповідно до справжньої методики, як одиниці вимірювання тиску використовується кгс/см².

4.2 Щільність

Щільність вимірюваного середовища є одним з визначальних параметрів при комерційному обліку і може бути змряна за допомогою плотномерів, або розрахована. Щільність сухого газу для робочих умов при відомій його щільності в стандартних або нормальних умовах обчислюється відповідно до виразу:

$$\rho = \rho_n \cdot \frac{P \cdot T_n}{P_n \cdot T \cdot Z} = 283,73 \cdot \frac{P \cdot T_n}{P_n \cdot T \cdot Z} \cdot \rho_n, \quad (4.3)$$

де ρ_n – щільність газу за нормальних умов, кг/м³;

P_n, T_n – абсолютний тиск і температура для нормальних умов;

Z – коефіцієнт стисливості газу.

Щільність сумішей сухих газів за нормальних умов може бути визначена по відомому компонентному складу суміші відповідно до наступної формули:

$$\rho_n = \sum_{i=1}^n N_i \cdot \rho_{ni}, \quad (4.4)$$

де $N_i = \frac{m_i}{M}$ – молярна концентрація i -го компоненту суміші;

m_i – число молей i -го компоненту;

M – число молей суміші газу.

При відомій масовій частці компонентів в газовій суміші N_{mi} щільність за нормальних умов визначиться по формулі:

$$\rho_n = \sum_{i=1}^n \frac{N_{mi}}{\rho_{ni}}. \quad (4.5)$$

У разі вимірювання вологих газів* і їх сумішей, для яких характерна наявність в них водяної пари, щільність може бути визначена, як сума щільності сухого газу ρ_{cz} і щільності водяної пари ρ_{en} при робочих тиску і температурі:

$$\rho_{\text{вг}} = \rho_{cz} + \rho_{en}. \quad (4.6)$$

У загальному випадку щільність сухої частини вологого газу за робочих умов обчислюється по виразу:

$$\rho_{сз} = \rho_n \cdot \frac{T_n \cdot (P - \varphi \cdot P_{\text{ен max}})}{P_n \cdot T \cdot Z}, \quad (4.7)$$

де φ – відносна вологість газу (суміші газів), в долях одиниці;

$P_{\text{ен max}}$ – максимальний тиск водяної пари при робочій температурі, кгс/см²;

решта позначень такі ж, як у формулі (4.3).

Щільність водяної пари в газі за робочих умов в загальному випадку і в стані його насичення визначається по наступних формулах:

$$\rho_{\text{ен}} = \rho_{\text{енн}} \cdot \frac{T_n \cdot \varphi \cdot P_{\text{ен max}}}{P_n \cdot T \cdot Z}, \quad (4.8)$$

$$\rho_{\text{ен}}^{\text{нас}} = 0,7496 \cdot \frac{T_n \cdot P_{\text{ен max}}}{P_n \cdot T \cdot Z}. \quad (4.9)$$

Вологість газу залежить від температури і тиску і виражається абсолютною або відносною вологістю.

Абсолютна вологість – кількість водяної пари, що визначується його масою або об'ємом, що міститься в одиниці об'єму або маси газу.

Відносна вологість – кількість водяної пари у вологому газі, визначується відношенням парціального тиску пари до максимальної пружності водяної пари при даній температурі. Або ж, як відношення щільності водяної пари, що знаходиться в газі до максимально можливої його щільності при робочих температурі і тиску, тобто

$$\varphi = \frac{P_{\text{ен}}}{P_{\text{ен max}}} = \frac{\rho_{\text{ен}}}{\rho_{\text{ен max}}}. \quad (4.10)$$

Перерахунок абсолютної вологості газу f у відносну може бути проведений по наступних співвідношеннях:

при f , вираженою в кг на 1 кг газу

$$\varphi = \frac{P \cdot f}{P_{\text{ен max}} \left(f + 0,7496 \cdot \frac{Z}{\rho_n} \right)}; \quad (4.11)$$

при f , вираженою в кг на 1 м^3 газу

$$\varphi = \frac{f}{\rho_{\text{ен max}}}. \quad (4.12)$$

При f , вираженою в м^3 на 1 м^3 газу, використовується формула (4.10).

Відносна вологість газу по відомій температурі *точки роси* (T_p) визначається відповідно до виразу:

$$\varphi = \frac{6,227 \cdot 10^{-3}}{P_{\text{ен max}}} \cdot 10^{\left(\frac{7,5 \cdot T_p}{237,3 + T_p} \right)}. \quad (4.13)$$

Щільність контрольованих рідких середовищ має бути визначена залежно від робочої температури і тиску. При цьому щільність, як правило, росте із збільшенням тиску і убиває із зростанням температури. В більшості випадків щільність краплинних рідин практично не залежить від тиску і є функцією лише температури.

Визначення щільності рідких середовищ при робочих температурах може бути проведене відповідно до формули:

$$\rho_{\text{жс}} = \rho_{\text{жс}}^0 \cdot [1 - \beta \cdot (t - t^0)], \quad (4.14)$$

де $\rho_{\text{жс}}^0$ – щільність рідини при температурі t^0 ;

t – робоча температура, $^{\circ}\text{C}$;

β^* – середній коефіцієнт об'ємного теплового розширення, $^{\circ}\text{C}^{-1}$.

4.3 Визначення числа Рейнольдса і в'язкості потоків

Число Рейнольдса (Re) є безрозмірним критерієм гідродинамічної подібності потоків і визначає собою міру співвідношення сил інерції до сил в'язкого тертя потоку. У загальному випадку критерій Рейнольдса прямо пропорційний швидкості потоку, визначальному геометричному лінійному розміру (зазвичай характерний діаметр D) і зворотнопропорційний в'язкості вимірюваного середовища, який визначається відповідно до виразу:

* Значення коефіцієнта теплового розширення для деяких рідин приведені в додатку 3.

$$Re = \frac{V \cdot D}{\nu}, \quad (4.15)$$

де V – швидкість потоку, м/с;

D – характерний діаметр, м;

$\nu = \mu/\rho$ – кінематична в'язкість потоку, м²/с;

μ – динамічна в'язкість, Па·с;

ρ – щільність вимірюваного середовища, кг/м³.

Зважаючи, що при комерційному обліку енергоносіїв об'ємна витрата Q_o вимірюється в м³/год, а діаметр D – в мм, то вираз (4.15) може бути представлений в наступному вигляді:

$$Re = 0,354 \cdot \frac{Q_o}{D \cdot \nu} = 0,354 \cdot \frac{Q_o \cdot \rho}{D \cdot \mu}. \quad (4.16)$$

Для розрахунку критерію Рейнольдса необхідно визначити в'язкість вимірюваного середовища, яке істотно залежить від робочої температури для рідких середовищ, а для газових середовищ і від робочого тиску. Так для рідких середовищ із збільшенням температури в'язкість зменшується*, в той же час для газу вона збільшується.

Динамічна в'язкість чистого газу при атмосферному тиску для різних температур може бути визначена по формулі** :

$$\mu = \mu_n \cdot \frac{273,15 + C}{T + C} \cdot \left(\frac{T}{273,15} \right)^{1,5}, \quad (4.17)$$

де C – постійна Сезерланда;

μ_n – в'язкість газу при 0°С.

Для визначень динамічної в'язкості газових сумішей при робочій температурі і атмосферному тиску використовують наступну формулу:

* Значення коефіцієнта динамічної в'язкості для води залежно від її температури наведені в додатку 3.

** Ця формула справедлива при значенні приведенного тиску $P_{np} \leq 0,6$.

$$\mu_{cm} = \frac{\sum N_i \cdot \mu_i \cdot \sqrt{M_i}}{\sum N_i \cdot \sqrt{M_i}}, \quad (4.18)$$

де N_i – молярна частка i -го компоненту в газовій суміші;

M_i – молекулярна маса i -го компоненту;

μ_i – в'язкість i -го компоненту при робочій температурі.

При комерційному обліку газових середовищ в основному здійснюється облік природного газу і його сумішей, тому в цьому випадку динамічну в'язкість суміші природного газу можна визначати з погрішністю не більше 5 % по наступній емпіричній залежності:

$$\mu_{cm} = 5 \cdot 10^{-7} [1 + \rho_n (1,104 - 0,25 \rho_n)] [T_{np} (1 - 0,1038 T_{np}) + 0,037] \cdot \left[1 + \frac{P_{np}^2}{30 \cdot (T_{np} - 1)} \right], \quad (4.19)$$

де T_{np}, P_{np} – приведені температура і тиск, відповідно;

ρ_n – щільність газової суміші за нормальних умов.

4.4 Коефіцієнти розширення і стисливості газу

Коефіцієнти розширення і стисливості газу, що входять в загальні рівняння витрати, враховують властивості газових середовищ залежно від тиску і температури.

Коефіцієнт розширення газу* враховує зміну його щільності при проходженні газу через звужуючий пристрій і визначається залежно від типу звужуючого пристрою по наступних виразах:

1. Для діафрагм незалежно від способу відбору перепаду тиску

$$\varepsilon_d = 1 - (0,41 + 0,35 \cdot m^2) \frac{\Delta P}{P \cdot k}. \quad (4.20)$$

2. Для всіх типів сопел і труб Вентурі

* Коефіцієнт розширення для рідких середовищ $\varepsilon = 1$

$$\varepsilon_{CT} = \sqrt{\frac{(1-m^2) \cdot \left(\frac{k}{1-k}\right)}{1-m^2 \psi^{2/k}} \cdot \psi^{2/k} \cdot \frac{1-k^{\frac{k-1}{k}}}{\Delta P / P}} \quad , \quad (4.21)$$

де ΔP – перепад тиску на звужуючому пристрої, кгс/см²;

P – робочий тиск газового середовища, кгс/см²;

$k = C_p/C_v$ – показник адіабати (ізоентропії) ідеального газу;

C_p, C_v – теплоємності газу при постійному тиску і об’ємі;

$$\psi = 1 - \frac{\Delta P}{P} \quad .$$

У загальному випадку, показник ізоентропії залежить від параметрів стану – тиску і температури і може бути визначений з рівняння стану реального газу (наприклад, рівняння Ван-дер-Ваальса) по наступному співвідношенню:

$$k = -\frac{C_p}{C_v} \cdot \frac{v \cdot \frac{\partial T}{\partial v}}{P \cdot \frac{\partial T}{\partial P}} \quad , \quad (4.22)$$

де v – питомий об’єм газу, м³/кг.

Показник адіабати для суміші газів визначається по співвідношенню:

$$k = \sum_{i=1}^n N_i \cdot k_i \quad , \quad (4.23)$$

де N_i – молярна концентрація i -го компоненту;

k_i – показник адіабати i -го компоненту.

Для суміші природних газів в діапазоні температур від -25 до +80 °С і тиску від 0 до 80 МПа показник адіабати визначається по емпіричному рівнянню:

$$k = 1,29 + 0,704 \cdot 10^{-6} \cdot [2575 + (346,23 - T)^2] \cdot P \quad . \quad (4.24)$$

Для визначення фізичних властивостей водяної пари можна використовувати наступні емпіричні співвідношення:

1. Питомий об'єм

$$v = \frac{RT_{\Pi}}{P_{\Pi}} - \frac{A}{T_{\Pi}^{2,8}} + E(c - P_{\Pi})T_{\Pi}^{2,8} - P_{\Pi}^2 \left(\frac{B}{T_{\Pi}^{14}} + \frac{C}{T_{\Pi}^{32}} \right) - P_{\Pi}^3 \frac{D(T_{\Pi}^3 - dP_{\Pi})}{T_{\Pi}^{14}} + (eP_{\Pi} - 1)FT_{\Pi}. \quad (4.25)$$

2. Динамічна в'язкість

$$\mu = 8,17 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{4,52 \cdot T}{T + 961} \cdot \sqrt{\frac{T}{273}} \cdot \left[1 - \frac{2,1 \cdot 10^{-6} \cdot (T - 393,15)^{-2}}{\nu} \right], \quad (4.26)$$

де $T_{\Pi} = 647,3$ К – критична температура водяної пари;

$P_{\Pi} = 22,56$ МПа – критичний тиск водяної пари.

Коефіцієнти рівняння (4.25) мають наступні значення:

$$\begin{array}{llllll} R = 1.3499 \times 10^{-2} & A = 4.7331 \times 10^{-3} & B = 2.9395 \times 10^{-3} & C = 4.35507 \times 10^{-6} & D = 6.70126 \times 10^{-4} \\ E = 3.17362 \times 10^{-5} & F = 8.06867 \times 10^{-5} & c = 1.55108 & d = 1.26591 & e = 1.32735 \end{array}$$

Значення показника ізоентропії для водяної пари наведені в додатку 3.

Коефіцієнт стисливості газу враховує відхилення властивостей реальних газів від ідеальних. У загальному вигляді він може бути визначений з рівняння газового стану Клапейрона-Менделєєва:

$$Z = \frac{P \cdot V}{R \cdot T}, \quad (4.27)$$

де P і T – абсолютний тиск і температура газу, відповідно;

$$R = \frac{R^*}{M} \text{ – постійна газу, Дж/кг} \cdot \text{К};$$

$$R^* = 8314,7 \text{ Дж/кг} \cdot \text{К} \text{ – універсальна газова постійна};$$

$$M \text{ – молекулярна маса газу, кг/кмоль.}$$

При комерційному обліку газоподібних енергоносіїв обов'язковою умовою є введення в рівняння витрати коефіцієнта стисливості газу, оскільки це істотно впливає на точність визначення витрати газу. Найефективніше для вуглеводневих газів коефіцієнт стисливості може бути визначений по рівнянню Латонова-Гуревича:

$$Z = (0,4 \cdot \lg T_{\Pi} + 0,73)^{P_{\Pi}} + 0,1 \cdot P_{\Pi}, \quad (4.28)$$

де $T_{\Pi} = T/T_{кр}$ – приведена температура газу;

$P_{\Pi} = P/P_{кр}$ – приведений тиск газу;

$T_{кр}, P_{кр}$ – критична температура і тиск газу, відповідно.

При комерційному обліку газових сумішей для визначення приведеної температури і тиску суміші використовуються псевдокритичні параметри, які розраховуються відповідно до наступних виразів:

$$P_{\text{пк}} = \sum_{i=1}^n N_i \cdot P_{\text{кри}} ; \quad (4.29)$$

$$T_{\text{пк}} = \sum_{i=1}^n N_i \cdot T_{\text{кри}} , \quad (4.30)$$

де $T_{\text{кри}}, P_{\text{кри}}$ – критичні параметри i -го компонента;

N_i – молярна концентрація i -го компонента.

5 Розрахунок звужуючих пристроїв та їх установка

5.1 Методика розрахунку звужуючих пристроїв

Основним завданням при розрахунку звужуючих пристроїв, вживаних при комерційному обліку, є визначення внутрішнього його діаметру при температурі 20 °С і інших конструкційних характеристик залежно від вживаного диференціального манометра, величини втрати тиску на звужуючому пристрої і максимального значення величини об'ємної витрати вимірюваного середовища. Тут необхідно мати на увазі, що при одних і тих же значеннях модуля і перепаду тиску на звужуючому пристрої за однакових інших умов сопла і труби Вентурі дозволяють вимірювати більшу витрату і з більшою точністю, чим діафрагма.

При виборі типу і різновиду дифманометра керуються наступними міркуваннями:

- дифманометр або інший вимірник перепаду тиску повинен відповідати тільки тому вимірюваному середовищу, для якого він призначений;

- у разі використання вимірників перепаду тиску, споживаючих електроенергію, на пожеже-вибухонебезпечних об'єктах необхідно забезпечити відповідний захист;

- тиск вимірюваного середовища не повинен перевищувати максимального робочого тиску, на який розрахований дифманометр;

- граничний перепад тиску, вимірюваний дифманометром, ΔP_{np} , має бути рівний або більше перепаду тиску, що отримується на звужуючому пристрої.

Граничний перепад тиску для дифманометрів, що серійно виготовляються, визначається по стандартному ряду чисел, вказаному в ГОСТ 18140-77:

$$\Delta P_{np} = (1,0; 1,6; 2,5; 4,0; 6,3) \times 10^n \text{ для } n = 0, 1, 2, 3.$$

$$\text{При цьому } \Delta P_{np \max} = 2500 \text{ кГс/м}^2 \text{ (мм вод. ст.)}.$$

Гранична вимірювана об'ємна витрата серійними дифманометрами відповідає стандартному ряду:

$$Q_{np} = (1; 1,25; 1,6; 2; 2,5; 3,2; 4; 5; 6,3; 8) \times 10^n \text{ (при цьому } Q_{mi} \leq 30 \% Q_{np}).$$

Втрату тиску P_{nom} для діафрагм будь-якого типу можна визначити з наступного співвідношення:

$$P_{nom} = \frac{1 - \alpha \cdot m}{1 + \alpha \cdot m} \cdot \Delta P, \quad (5.1)$$

де ΔP – перепад тиску на звужуючому пристрої;

α – коефіцієнт витрати діафрагми;

m – модуль діафрагми.

Для визначення втрат тиску на соплах різного типу можна використовувати графік, приведений на рисунку 5.1.

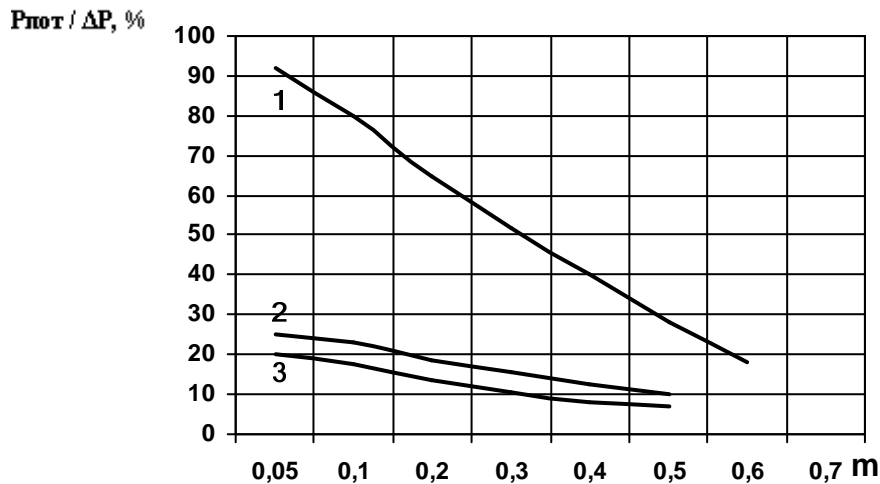


Рисунок 5.1 – Залежність втрати тиску від модуля звужуючого пристрою:

1 – стандартне сопло; 2 – довге сопло Вентурі; 3 – коротке сопло Вентурі

При розрахунку звужуючих пристроїв, вживаних для визначення витрати газу в нормальних умовах необхідно задатися наступними початковими даними: компонентний склад газу; максимальна витрата і його щільність за нормальних умов; тиск, температура і вологість газу в робочих умовах, а також втрати тиску на звужуючому пристрої при максимальній витраті газу. Крім того, необхідно задатися діаметром газопроводу, його матеріалом і матеріалом звужуючого пристрою.

Діаметр трубопроводу вибирається відповідно до вимог стандартів на вироблювані труби, виходячи із забезпечення необхідного мінімального числа Рейнольдса для відповідного модуля звужуючого пристрою.

Після цього визначаються ті, що не дістають для розрахунку дані, такі як абсолютний тиск і температура; показник ізоентропії, коефіцієнт стисливості і в'язкість газу за робочих умов; внутрішній діаметр газопроводу при робочій температурі і ін.

Діаметр звужуючого пристрою, використовуваного для вимірювання витрати газових середовищ, визначається шляхом застосування ітераційної процедури пошуку, яка полягає в наступному:

1. Визначаються допоміжні величини $A_{сг}$ для сухого газу і $A_{вг}$ для вологого газу по формулах:

$$A_{сз} = \frac{Q_{н пр}}{0,2109 \cdot D^2} \cdot \sqrt{\frac{\rho_n \cdot T \cdot Z}{P}}; \quad (5.2)$$

$$A_{вз} = \frac{Q_{н пр} \cdot T \cdot Z \cdot \sqrt{\rho_{вз}}}{3,553 \cdot D^2 \cdot (P - \varphi \cdot P_{вн \max})}, \quad (5.3)$$

де $Q_{н пр}$ – гранична витрата, вимірювана дифманометром, приведена до нормальних умов;

ρ_n – щільність сухого газу за нормальних умов;

$\rho_{вз}$ – щільність вологого газу в робочих умовах;

φ – відносна вологість газу, в долях одиниці;

D – внутрішній діаметр трубопроводу при робочій температурі, мм.

2. Задається початковий модуль звужуючого пристрою m_0 (рекомендується прийняти $m_0 = 0,2$), для якого визначається число Рейнольдса і дотримання умов відносної шорсткості внутрішньої поверхні трубопроводу по формулі (3.2).

3. Якщо дотримуються умови по відносній шорсткості і $Re \geq Re_{\min}$, то розраховуються коефіцієнт витрати звужуючого пристрою α_1 по відповідних формулах (3.1; 3.5; 3.6; 3.8) і коефіцієнт розширення газу ε_1 по формулах (4.20 або 4.21) для вибраного початкового значення модуля звужуючого пристрою.

4. Визначається допоміжна величина $(m \cdot \alpha)_1$ з чотирма значущими цифрами по виразу:

$$(m \cdot \alpha)_1 = \frac{A}{\varepsilon_1 \cdot \sqrt{\Delta P}}, \quad (5.4)$$

де A – величина, визначувана по формулі (5.2) або (5.3);

ΔP – найбільший перепад дифманометра при граничній витраті;

ε_1 – коефіцієнт розширення газу для граничного перепаду ΔP при початковому значенні m_0 .

5. З допоміжної величини $(m \cdot \alpha)_1$ шляхом її ділення на α_1 знаходиться перше наближення модуля звужуючого пристрою m_1 , для якого по відомих формулах обчислюється ε_2 при тих же ΔP і P .

6. Визначається різниця $\Delta = \varepsilon_1 - \varepsilon_2$. Якщо $\Delta \leq 0,0005$, то значення m_1 і ε_2 вважаються за остаточні. Інакше ітераційна процедура продовжується і обчислюється допоміжна величина $(m \cdot \alpha)_2$ при відомому значенні ε_2 :

$$(m \cdot \alpha)_2 = \frac{A}{\varepsilon_2 \cdot \sqrt{\Delta P}}, \quad (5.5)$$

після якої визначається значення модуля m_2 і т.д. Цикл розрахунку продовжується до тих пір, поки не виконуватиметься умова $\varepsilon_{j+1} - \varepsilon_j \leq 0,0005$.

7. Після знаходження остаточного значення модуля звужуючого пристрою визначається діаметр його отвору при температурі 20°C по формулі:

$$d_{20} = \frac{D}{K_t} \cdot \sqrt{m}, \quad (5.6)$$

де K_t – температурний коефіцієнт розширення звужуючого пристрою.

Діаметр звужуючого пристрою, використовуваного для вимірювання витрати рідких середовищ, визначається також по формулі (5.6). При цьому модуль звужуючого пристрою розраховується з наступного виразу:

$$m = \frac{B}{\alpha \cdot \sqrt{\Delta P}}, \quad (5.7)$$

де α – коефіцієнт витрати звужуючого пристрою;

B – додаткова розрахункова величина;

ΔP – найбільший перепад тиску на звужуючому пристрої, відповідний Q_{\max} .

Додаткова величина B розраховується відповідно до наступних виразів:

при визначенні об'ємної витрати

$$B = \frac{Q_{o \text{ np}} \cdot \sqrt{\rho}}{0,01252 \cdot D^2}; \quad (5.8)$$

при визначенні масової витрати

$$B = \frac{Q_{m \text{ пр}}}{0,01252 \cdot D^2 \cdot \sqrt{\rho}}, \quad (5.9)$$

де ρ – щільність рідини за робочих умов;

$Q_{o \text{ пр}}, Q_{m \text{ пр}}$ – граничні об'ємна і масова витрати, вимірювані дифманометром, відповідно.

Як початкові дані для розрахунку приймають тиск, температуру, щільність, в'язкість вимірюваного середовища і внутрішній діаметр трубопроводу.

При розрахунку діафрагм необхідно також розрахувати її мінімальну товщину E , виходячи з умов механічної міцності диска по наступному виразу:

$$E_{\min} = 0,43 \cdot D_{20} \cdot \sqrt{\frac{1,5 \cdot \Delta P}{\sigma_s} \cdot \left[(3 + \mu_0) - (1 - \mu_0)m - 2 \cdot (1 - \mu_0) \frac{m}{1 - m} \cdot \ln \frac{1}{m} \right]}, \quad (5.10)$$

де μ_0 – коефіцієнт Пуассона (для сталей $\mu_0 \approx 0,3$);

σ_s – межа міцності при розтягуванні, кг/см²;

D_{20} – внутрішній діаметр трубопроводу при температурі 20 °С, мм;

ΔP – найбільший перепад тиску на діафрагмі, кг/см²;

m – модуль звужуючого пристрою.

Значення діаметрів звужуючих пристроїв d і вимірювального трубопроводу D при робочій температурі t визначаються по наступних формулах:

$$d = d_{20} [1 + (\gamma_t (t - 20))] = d_{20} K_t; \quad (5.11)$$

$$D = D_{20} [1 + (\gamma'_t (t - 20))] = d_{20} K'_t, \quad (5.12)$$

де t – температура вимірюваного середовища, °С;

γ, γ'_t – середній коефіцієнт лінійного теплового розширення матеріалу звужуючого пристрою і трубопроводу, відповідно, °С⁻¹;

K_t, K'_t – поправочні коефіцієнти на зміну діаметру.

Значення температурного коефіцієнта лінійного розширення різних матеріалів для широкого діапазону температур можуть бути розраховані по наступній формулі*.

$$\gamma = 10^{-6} [a_e + 10^{-3} t b_e - 10^{-6} t^2 c_e], \quad (5.13)$$

де a_e, b_e, c_e – постійні коефіцієнти у відповідних ним діапазонах температур (додаток 4);

t – робоча температура вимірюваного середовища, °C.

5.2 Вимоги до вимірювального трубопроводу

Вимірювальний трубопровід перед звужуючим пристроєм має бути циліндровим на довжині не менше $2D$.

Місцеві опори (МО), що знаходяться у вимірювальному трубопроводі, спотворюють кінематичну структуру потоку. Тому звужуючі пристрої зазвичай встановлюються між двома прямими ділянками трубопроводу постійного перетину необхідної довжини, що не містять МО і відгалужень. Необхідні мінімальні довжини прямих ділянок вимірювальних трубопроводів залежать від вигляду МО, їх розміщення на трубопроводі, типу звужуючого пристрою і його модуля.

Найменші відносні довжини L_{k1} прямих ділянок вимірювальних трубопроводів між діафрагмами, соплами і будь-якими найближчими до них МО розраховуються по рівнянню:

$$L_{k1} = \frac{L}{D} = a + b \cdot m^{0,5 \cdot c} \quad (5.14)$$

де a, b, c – коефіцієнти, залежні від типу МО, що наведені в таблиці 5.1;

L, D – абсолютна довжина і внутрішній діаметр ділянки, що розраховується.

* Значення коефіцієнтів рівняння для розрахунку температурного коефіцієнта лінійного розширення різних матеріалів наведені в додатку 4.

Таблиця 5.1 – Найменші відносні довжини прямих ділянок трубопроводів

Місцевий опір	Коефіцієнти рівняння (5.13)			Найменша відносна довжина прямої ділянки при $m^{0,5}$, рівному						
	a_k	b_k	c_k	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,75
Для МО, розташованих перед звужуючим пристроєм										
1. Засувка, рівнопрохідний кульовий кран	11,5	82,0	6,7	12	12	12	13	15	19	24
2. Пробковий кран	14,5	30,5	2,0	16	18	20	23	26	30	32
3. Запірний клапан, вентиль	17,5	64,5	4,1	18	18	19	22	26	33	38
4. Затвор (засувка)	21,0	38,5	1,4	25	29	32	36	40	45	47
5. Конфузор	5,0	114	6,8	5	5	6	6	9	16	22
6. Симетричне різке звуження	30,0	0,0	0,0	30	30	30	30	30	30	30
7. Дифузор	16,0	185	7,2	16	16	17	18	21	31	40
8. Симетричне різке розширення	47,5	54,5	1,8	51	54	58	64	70	77	80
9. Одиночне коліно, трійник із заглушкою	10,0	113	5,2	10	11	11	14	18	28	36
10. Група колін в одній площині, потоки, що розгалужуються	13,5	82,5	3,7	14	15	17	20	26	36	42
11. Група колін в різній площині, потоки, що змішуються	33,5	115	4,0	34	35	37	41	49	62	70
12. Місцевий опір невизначеного типу	54,5	65,0	1,6	60	64	70	76	84	92	96
13. Гільза термометра, плотномера діаметром: $\leq 0,03D$ $\leq 0,13D$	5,0 20,0	0,0 0,0	0,0 0,0	20 20	20 20	20 20	20 20	20 20	20 20	5 20
14. Струєспрямовувач	22,0	0,0	0,0	22	22	22	22	22	22	22
Для МО, розташованих за звужуючим пристроєм										
15. Будь-який місцевий опір	0,00	8,55	0,55	4	5	6	6	7	7	8
Примітки 1. Значення найменших довжин прямих ділянок приведені для контролю їх розрахунку по рівнянню (5.14) і округлятимуться у велику сторону до отримання цілого числа. 2. Значення довжин прямих ділянок в пунктах 1-4 таблиці приведено для повністю відкритої запірної арматури. 3. Довжини прямих ділянок вимірюють від торців діафрагми до зовнішньої межі установки МО.										

Найменші довжини прямих ділянок вимірювального трубопроводу між трубою Вентурі і МО відповідають значенням, що наведені в таблиці 5.2.

Таблиця 5.2 – Найменші відносні довжини трубопроводів для труб Вентурі

Місцевий опір	Мінімально допустима довжина при $\delta_L = 0,5$ /Найменша довжина, при $\delta_L = 0$									
	При $m^{0,5}$, рівному									
	0,30	0,35	0,40	0,45	0,50	0,55	0,60	0,65	0,70	0,75
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Засувка, рівнопрохідний кульовий кран	0,5/1,5	0,5/2,5	1,5/2,5	1,5/3,5	1,5/3,5	1,5/4,5	2,5/4,5	2,5/4,5	3,5/5,5	3,5/5,5

Продовження таблиці 5.2

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Конфузор	-0,5	0,5/1,5	0,5/2,5	0,5/4,5	0,5/5,5	0,5/6,5	0,5/8,5	1,5/9,5	2,5/10,5	3,5/11,5
Дифузор	0,5/1,5	0,5/1,5	0,5/1,5	1,0/2,5	1,5/2,5	1,5/3,5	1,5/3,5	2,5/4,5	3,5/5,5	4,5/6,5
Одиночне коліно	-0,5	-0,5	-0,5	0,5/1,0	0,5/1,5	0,5/2,5	1,0/3,0	1,5/4,0	2,0/4,0	3,0/4,5
Група колін в одній площині	0,5/1,5	0,5/1,5	0,5/1,5	0,5/1,5	1,5/2,5	1,5/2,5	2,5/3,5	2,5/4,5	2,5/4,5	3,5/4,5
Група колін в різних площинах	0,5/-	0,5/-	0,5/-	0,5/-	8,5/-	12,5/-	17,5/-	23,5/-	27,5/-	29,9/-
Примітка – Довжину прямої ділянки слід вимірювати від площини, що проходить через вісь отвору для відбору тиску перед класичною трубою Вентурі.										

Для проміжних значень відносного діаметру труби Вентурі, не вказаних в таблиці 5.2, найменші довжини прямих ділянок вимірювальних трубопроводів вибирають шляхом лінійної інтерполяції табличних даних.

Для прямих ділянок за трубою Вентурі установка деталей арматури і інших МО не відбивається на точність вимірювань, якщо вони розташовані на відстані не менше $4d$ від площини отвору для відбору тиску за трубою Вентурі.

При установці звужуючих пристроїв за місцевими опорами з сумарною довжиною прямих ділянок більш $44D$ зазвичай застосовуються струєспрямовувачі, які також дозволяють скоротити довжини прямих ділянок трубопроводів, особливо для звужуючих пристроїв з великою відносною площею отвору.

5.3 Схеми вимірювання витрат звужуючими пристроями

При комерційному обліку газоподібних і рідких середовищ за допомогою звужуючих пристроїв у якості вимірників перепаду тиску на звужуючому пристрої в основному застосовують диференціальні манометри або інші перетворювачами перепаду тиску.

При використанні приладів вимірювання перепаду тиску на звужуючих пристроях необхідно керуватися наступним: видом вимірюваного середовища, місцем установки вимірників перепаду тиску, способом прокладки сполучних ліній, а також необхідністю застосування розділових і врівноважуючих судин.

Далі приводяться загальні методичні вказівки по побудові схем вимірювання витрати рідин, газів і пари за допомогою звужуючих пристроїв, а також способи взаємного розташування звужуючого пристрою, допоміжних пристосувань і дифманометрів.

При вимірюванні витрати *рідких середовищ* дифманометр підключається нижче звужуючого пристрою. Це унеможливорює при вимірюванні витрати попадання газу, який може виділитися з протікаючої рідини в трубопроводі, в сполучні лінії і прилад. При прокладці сполучних ліній вони повинні мати на всьому протязі ухил в один бік.

Для горизонтальних і похилих трубопроводів сполучні лінії підключаються до нижньої частини звужуючого пристрою під кутом 30-90°, що виключає попадання в них і вимірювальні прилади різного типу опадів, які можуть збиратися в нижніх частинах звужуючих пристроїв.

Для горизонтальних і похилих трубопроводів сполучні лінії підключаються до нижньої частини звужуючого пристрою під кутом 30-90°, що виключає попадання в них і вимірювальні прилади різного типу забруднень, які можуть збиратися в нижніх частинах звужуючих пристроїв.

Якщо вимірник перепаду тиску буде встановлений вище звужуючого пристрою, то в найвищих точках сполучних ліній встановлюються газозбірники з вентилями для продування. Газозбірники з продувочними вентилями встановлюються у всіх випадках, коли через ті або інші умови прокладки сполучних ліній утворюються високорозташовані окремі ділянки ліній, в яких можуть скупчуватися гази. Газозбірники з вентилями для продування встановлюються також у всіх найвищих точках сполучних ліній у випадках неможливості виконання одностороннього ухилу, наприклад, при обході всіляких перешкод (стін, устаткування і т. п.).

Для зменшення можливості надходження газу з трубопроводу в сполучні лінії при установці дифманометра вище звужуючого пристрою трубки поблизу останнього прокладаються з U-образним вигином, що опускаються нижче за трубопровід не менше чим на 0,7 м.

При вимірюванні витрати гарячих рідин ($t > 120\text{ }^{\circ}\text{C}$) необхідно забезпечувати рівність температур рідини в обох сполучних лініях, оскільки інакше не матиме місця рівність щільності рідини в трубках і виникне додаткова погрішність. Ця погрішність буде тим більше, чим більше об'єм «плюсової» камери дифманометра. Тому в цьому випадку для вимірників перепаду тиску, які не мають силової компенсації, включають зрівняльні судини, що забезпечує рівність щільності рідини в лініях сполучення. Об'єм внутрішньої порожнини кожної судини має бути не менше об'єму рідини, що перетікає із зрівняльної судини в дифманометр при зміні його свідчень від нуля до верхньої межі вимірювання. При цьому площа поперечного перетину зрівняльної судини має бути не менше площі «плюсової» камери дифманометра. Пристрій зрівняльних судин, а також і їх розташування мають забезпечувати видалення газів (повітря) з судин.

Включення зрівняльних судин в сполучні лінії проводять так, щоб для похилих і вертикальних трубопроводів труби, що сполучають судину із звужуючим пристроєм розташовувалися на одному рівні, відповідному нижньому отвору для відбору тиску в звужуючому пристрої. Трубу, що сполучає судину з верхнім отвором звужуючого пристрою, необхідно теплоізолювати.

При вимірюванні витрати *пари* необхідно забезпечити постійний і рівний верхній рівень конденсату в обох сполучних лініях. Це досягається за допомогою включення в лінії в безпосередній близькості від звужуючого пристрою зрівняльних судин. При вимірюванні витрати у вертикальних і похилих паропроводах бічні отвори в зрівняльних судинах повинні розташовуватися в площині верхнього отвору для відбору тиску в звужуючому пристрої. Труби, що сполучають отвори для відбору тиску в звужуючому пристрої із зрівняльними судинами, на ділянках поблизу судин повинні розташовуватися горизонтально і на одному рівні. При цьому необхідно ці труби теплоізолювати.

Для того, щоб додаткова погрішність при вимірюванні витрати пари, яка може виникнути із-за різниці рівнів конденсату в судинах при швидкій зміні витрати не впливала на вимірювання, зрівняльні судини мають мати достатні розміри. При цьому площа поперечного перетину в мм² зрівняльної судини повинна задовольняти умові:

$$F \geq 0,092 \cdot (\rho_v - \rho_n) \cdot \frac{V}{\Delta P_n}, \quad (5.15)$$

де ρ_v і ρ_n – щільність води і пари при температурі насичення, кг/м³;

V – об'єм «плюсової» камери дифманометра, мм³;

ΔP_n – граничний, номінальний перепад тиску, кгс/м².

При вимірюванні витрати пари дифманометр рекомендується розташовувати нижче звужуючого пристрою і нижче за зрівняльні судини. Такий спосіб взаємного розташування звужуючого пристрою і дифманометра полегшує видалення повітря із сполучних ліній. Якщо дифманометр при вимірюванні витрати пари розташовується вище звужуючого пристрою, то в найвищій точці сполучних ліній слід встановити, так само як і при вимірюванні витрати води, газозбірники з вентилями для продування. Крім того, необхідно сполучні лінії на виході із зрівняльних судин слід прокладати з U-образним вигином, що нижче за паропровід не менше чим на 0,7 м.

При вимірюванні витрати газу дифманометр слід встановлювати вище звужуючого пристрою, щоб конденсат, що утворився в сполучних лініях, міг би стікати в трубопровід. До звужуючого пристрою, встановленого в горизонтальному або похилому трубопроводі, сполучні лінії слід приєднувати до верхньої його частини. Це унеможливило попадання конденсату в сполучні лінії з трубопроводу. Прокладку сполучних ліній бажано проводити вертикально, але якщо дифманометр встановлюється не безпосередньо над звужуючим пристроєм, то сполучні лінії слід прокладати з ухилом, достатнім для стікання конденсату в трубопровід. Якщо забезпечити односторонній ухил сполучних ліній по всій їх довжині неможливо, то останні мають бути

забезпечені колінами і в нижчих точках цих колін мають бути встановлені збірники конденсату з вентилями для продування. Крім того, при вимірюванні витрати гарячих газів слід забезпечувати однакову температуру в обох сполучних лініях. Сполучні лінії не рекомендується прокладати поблизу гарячих поверхонь печей, трубопроводів і т. д. Якщо цього уникнути не можна, то обидві сполучні лінії слід теплоізолювати.

У разі розташування дифманометра нижче звужуючого пристрою рекомендується опускати сполучні лінії нижче дифманометра, де необхідно встановлювати збірники конденсату з вентилями для продування.

Якщо при вимірюванні витрати газового середовища її властивості або умови експлуатації не дозволяють приєднувати дифманометр до звужуючого пристрою вказаними вище способами, то в сполучні лінії включають розділові судини. Розділові судини мають встановлюватися в сполучних лініях як можна ближче до звужуючого пристрою.

Рівні розділової рідини в судинах мають бути однаковими при нульовому перепаді тиску. Розділову рідину підбирають так, щоб вона хімічно не реагувала з вимірюваним середовищем, не змішувалася з нею, а також не давала відкладень і не впливала на матеріал розділових судин, імпульсних ліній і внутрішньої порожнини вимірювального приладу.

Зазвичай в якості розділових рідин використовують воду, легкі мінеральні масла, гліцерин, водні розчини етиленгліколя та інші рідини.

Схеми підключення вимірників перепаду тиску і імпульсних ліній наведені в додатку 5.

6 Початкові дані та порядок виконання роботи

Початкові дані для виконання індивідуального завдання по розрахунково-графічній роботі приведені в таблиці 6.1.

Таблиця 6.1 – Початкові дані

Остання цифра в № залікової книжки	Вимірюване середовище	Склад газу, долі одиниці			P _{над} , МПа	T, °C	Відн. вологість газу, %	Q _{max} м³/ГОД т/ГОД	Q _{min} м³/ГОД т/ГОД	Діаметр трубопроводу, мм	Матеріал труби	Матеріал ЗП	Тип ЗП	Властивості трубопроводу
		CH ₄	C ₂ H ₆	C ₃ H ₈										
0	Сухий газ	0,75	0,20	0,05	0,6	40	7,0	8000 -	500 -	219	Ст.35	Ст.35	ДК	ЦТН
1	Вологий газ	0,95	0,04	0,01	1,2	30	70,5	25000 -	2000 -	159	Ст.35	12X18 H9T	ДФ	СЗН
2	Вода	-	-	-	0,5	20	-	- 15,0	- 1,0	50	Ст.35	12X17	С(В)	ЦТН
3	Пара	-	-	-	10,0	1,0	-	- 30,0	- 3,0	219	12X17	12X18 H9T	ДК	ЦТН
4	Сухий газ	0,90	0,08	0,02	1,2	50	10,0	10000 -	1000 -	159	Ст.35	Ст.35	ДФ	СЗЕ
5	Вологий газ	0,85	0,10	0,05	0,3	20	60,5	3000 -	100 -	127	Ст.35	12X17	ТВ	СЗН
6	Вода	-	-	-	0,5	95	-	- 10,0	- 1,0	100	12X17	12X17	ТВ	ЦТЕ
7	Пара	-	-	-	15,0	1,5	-	- 25,0	- 2,0	273	12X17	12X18 H9T	С(В)	ЦТЕ
8	Сухий газ	0,92	0,07	0,01	5,0	30	5,0	30000 -	10000 -	325	Ст.35	Ст.35	ДК	СЗЕ
9	Вологий газ	0,92	0,07	0,01	0,6	20	40,5	5000 -	200 -	159	Ст.35	12X18 H9T	ДК	ЦТН

Примітка: ДК – діафрагма з кутовим відбором перепаду тиску;
ДФ – діафрагма з фланцевим відбором перепаду тиску;
С(В) – сопло (сопло Вентурі); ТВ – труба Вентури.
Труби: ЦТН(Е) – цільнотянуті нові (в експлуатації); СЗН(Е) – суцільнозварні нові (в експлуатації)

Порядок виконання розрахунково-графічної роботи

- за індивідуальними початковими даними розрахувати дані, яких не достає;
- розрахувати звужуючий пристрій по приведеній методиці;
- накреслити звужуючий пристрій з розрахунковими розмірами;
- накреслити загальну схему вимірювання і схему підключення вимірювального устаткування до трубопроводу;
- зробити і записати виводи.

Конструкції звужуючих пристроїв і співвідношення їх основних розмірів

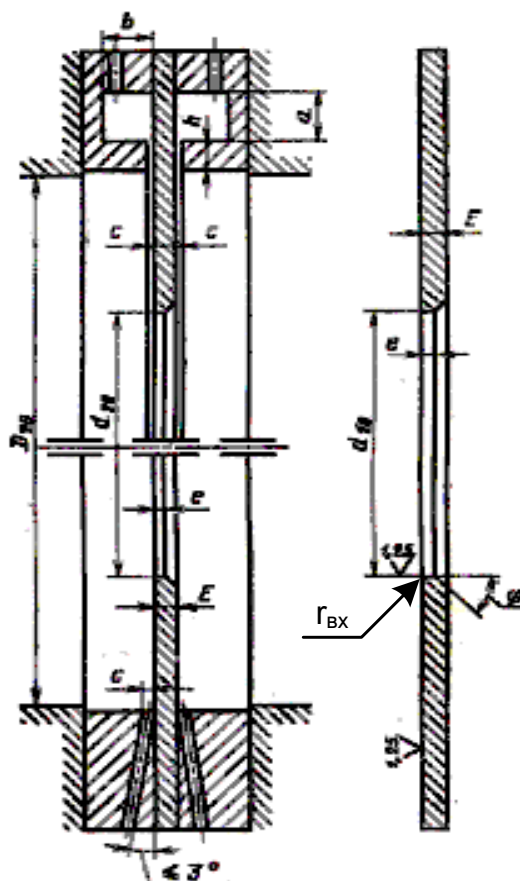


Рисунок П.1.1 – Діафрагма з кутовим способом відбору перепаду тиску:

D_{20} – внутрішній діаметр трубопроводу при 20°C ;
 d_{20} – діаметр отвору діафрагми при 20°C ; E – товщина диска діафрагми;
 e – довжина циліндрової частини отвору діафрагми; c – діаметр отвору для відбору імпульсів тиску або товщина кільцевої щілини (для діафрагм з кільцевими камерами);
 a і b – висота і ширина кільцевої камери; h – товщина стінки камери;
 φ – кут скосу конічної частини отвору діафрагми;
 $r_{\text{вх}}$ – радіус закруглення входної кромки

Основні співвідношення для діафрагм з кутовим способом відбору перепаду тиску:

$E \leq 0,05D_{20}$; $0,005D_{20} \leq e \leq 0,02D_{20}$; $30^{\circ} \leq \varphi \leq 45^{\circ}$; $a \times b \geq \frac{1}{2}\pi \cdot c \cdot D_{20}$;
 $c \leq 0,03D_{20}$ (при $m \leq 0,45$) и $0,01D_{20} \leq c \leq 0,02D_{20}$ (при $m > 0,45$);
 для чистих рідин і газів – $1 \text{ мм} \leq c \leq 12 \text{ мм}$; $r_{\text{вх}} \leq 0,0004d_{20}$

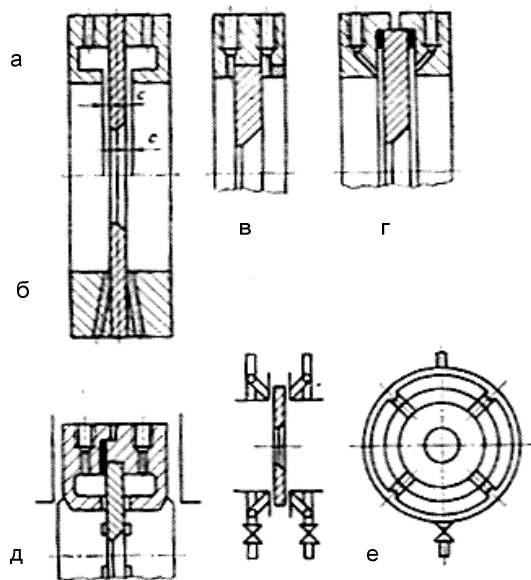


Рисунок П.1.2 – Види відведень при кутовому способі відбору перепаду тиску для діафрагм:

а, д – з кільцевими камерами;
е – з трубчастою виносною камерою;
б, в, г – безкамерні діафрагми

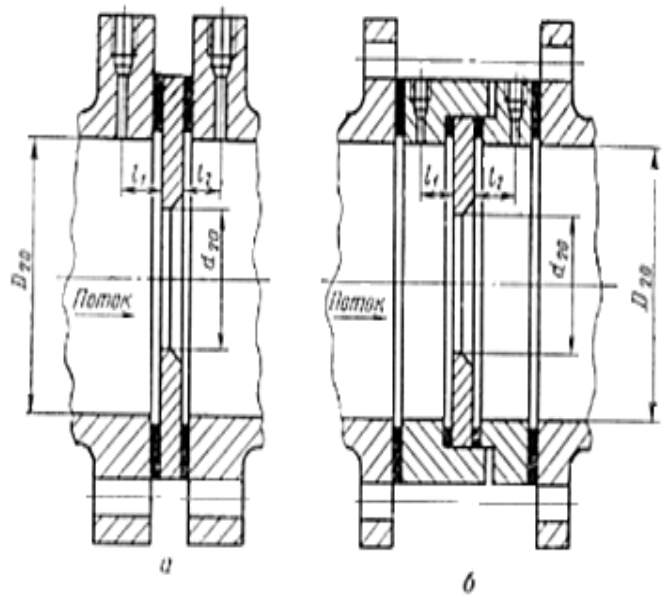


Рисунок П.1.3 – Фланцевий спосіб відбору перепаду тиску:

а – звичайний; б – з використанням обойм

Співвідношення для діафрагм з фланцевим способом відбору перепаду тиску:

$$l_1 = l_2 = 25,4 \pm A, \text{ мм},$$

$$A = \begin{cases} 0,5 \text{ мм} & \text{при } m > 0,36 \text{ и } 58 \text{ мм} < D < 150 \text{ мм}; \\ 1 \text{ мм} & \text{при } \begin{cases} m \leq 0,36; \\ m > 0,36 \text{ и } 50 \text{ мм} \leq D \leq 58 \text{ мм}; \\ m > 0,36 \text{ и } 150 \text{ мм} \leq D \leq 760 \text{ мм}. \end{cases} \end{cases}$$

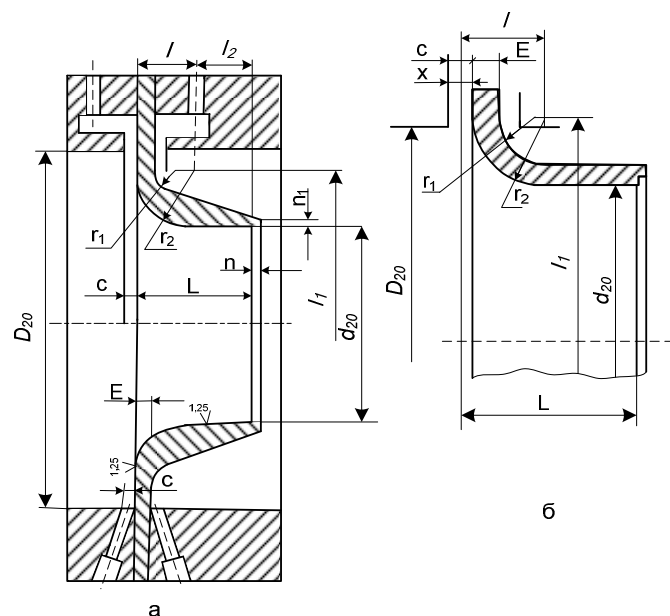


Рисунок П.1.4 – Стандартні сопла:

а – для $m \leq 0,444$; б – для $m > 0,444$

Співвідношення параметрів для стандартних сопел:

$$x = 0,2d_{20} - \sqrt{0,75d_{20}D_{20} - 0,25D_{20}^2 - 0,5225d_{20}^2}; \quad r_1 = 0,2d_{20}; \quad r_2 = 0,333d_{20};$$

$$l = 0,304d_{20}; \quad l_1 = 1,5d_{20}; \quad l_2 = 0,3d_{20}; \quad n_1 \geq 0,03d_{20}; \quad n < 0,03d_{20};$$

$$E \leq 0,1D_{20}; \quad L = 0,604d_{20}.$$

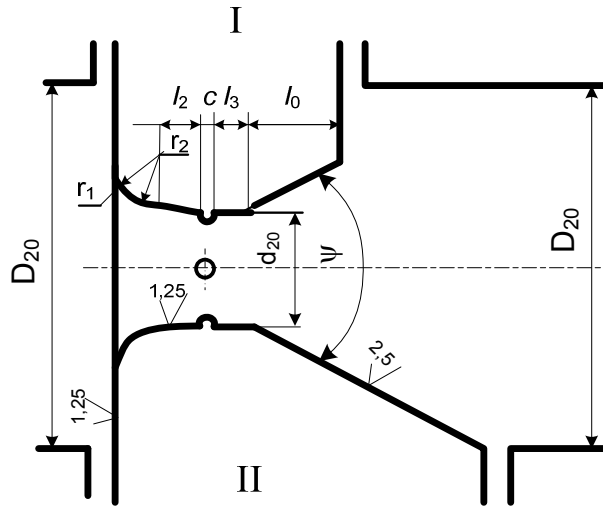


Рисунок П.1.5 – Сопло Вентурі:

I – коротке; II – довге для $m \leq 0,444$;
при $m > 0,444$ профіль аналогічний соплу (див. рис. П.1.4 б)

Співвідношення параметрів для сопел Вентурі:

$$l_2 = 0,3d_{20}; \quad 0,4d_{20} \geq l_3 \geq 0,2d_{20}; \quad 5^\circ \leq \Psi \leq 30^\circ; \quad l_0 \geq d_{20}; \quad 3 \text{ мм} \leq c \leq 0,13d_{20}.$$

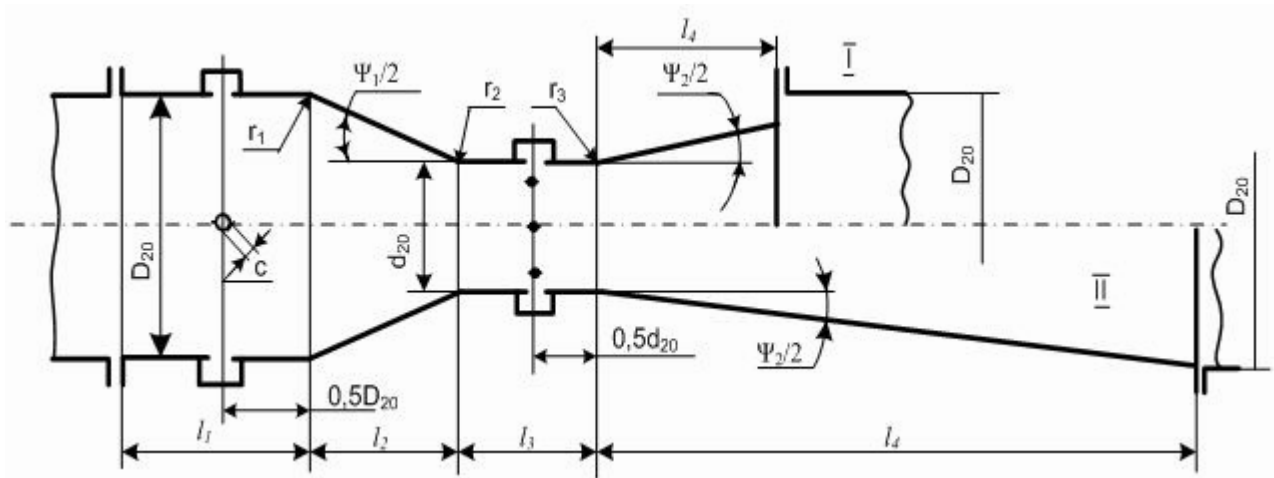


Рисунок П.1.6 – Труби Вентурі:

I – коротка; II – довга

Співвідношення параметрів для труб Вентурі:

Конструктивний параметр	Типи труб Вентурі		
	А	Б	В
Мінімальна довжина вхідного патрубка, l_1	D_{20}	D_{20} або $0,25D_{20} \pm 250$ мм (для $D_{20} \geq 250$ мм)	D_{20}
Центральний кут вхідного конуса, Ψ_1	21 ± 1^0	21 ± 1^0	21 ± 1^0
Довжина вхідного конуса, l_2	$2,7(D_{20} - d_{20})$	$2,7(D_{20} - d_{20})$	$2,7(D_{20} - d_{20})$
Довжина горловини, l_3	d_{20}	d_{20}	d_{20}
Радіуси закруглення	$r_1 = r_2 = r_3 \approx 0$	$r_1 = (1,35 - 1,6)D_{20}$ $r_2 = (3,6 - 5)d_{20}; r_3 = 10D_{20}$	$r_1 = r_2 = r_3 = 0,25d_{20}$ или $r_1 = r_2 = r_3 \approx 0$
Відносна площа, m	від 0,15 до 0,5	від 0,1 до 0,6	від 0,1 до 0,6
Дифузор: центральний кут Ψ_2 довжина, l_4	для коротких труб 14-20°; $(0,7 - 1)D_{20}$	для довгих труб 7-8° визначається геометричним розрахунком	

Абсолютна шорсткість внутрішньої поверхні для різних трубопроводів

Матеріал і вид труб	Стан поверхні труб і умови експлуатації	k, мм
Сталеві цельнотянуті труби	Нові, такі, що не були в експлуатації	0,02-0,1
	Виготовлені волочінням в холодному стані	0,03
	Очищені після ряду років експлуатації	до 0,4
	Виготовлені гарячим волочінням	0,05-0,1
	Бітумізовані	0,04
	Паропроводи перегрітої пари за наявності деаерації і хімічного очищення	0,1
	Паропроводи насиченої пари за наявності деаерації і хімічного очищення	0,02
	Паропроводи і конденсатопроводи, що працюють періодично з відкритою системою конденсату	0,5
	Конденсатопроводи, що працюють періодично, і водяні теплопроводи без деаерації і хімічистки	1,0
	Газопроводи після одного року експлуатації	0,12
Сталеві суцільнозварні труби	Газопроводи після декількох років експлуатації, кородіровані або з невеликими відкладеннями	0,15-1,0
	Водопровідні труби, що знаходилися в експлуатації	1,2-1,5
	Помірно кородіровані труби або з невеликими відкладеннями накипу	0,4
	Нові або старі труби у хорошому стані	0,04-0,1
	Нові спіральнозварні труби	0,1
	Труби з гальванічним покриттям	0,13
Сталеві оцинковані труби	Труби, які були в експлуатації з рівномірною корозією	0,15
	Магістральні газопроводи після ряду років експлуатації	0,5
	Магістральні газопроводи більше 20 років експлуатації	1,1
	Забруднені в процесі експлуатації, але не кородіровані водяні труби	0,95-1,0
	Труби із слабкими відкладеннями	1,5
	Значно кородіровані труби	2,0
Чавунні труби	Нові труби з чистим оцинковуванням	0,07-0,1
	Труби із звичайним оцинковуванням	0,1-0,15
	Нові труби з листової сталі	0,15
	Труби з листової сталі, які були в експлуатації	0,18
Асбоцементні труби	Нові труби	0,25-1,0
	Нові бітумізовані труби	0,1-0,15
	Асфальтовані труби	0,12-0,3
	Труби, що були в експлуатації, кородіровані або з відкладеннями на внутрішній поверхні	1,0-1,5
	Труби, очищені після багатьох років експлуатації	0,3-1,5
Поліетиленові труби	Сильно кородіровані труби	до 3,0
	Нові труби з ізоляцією	0,03
	Нові труби без ізоляції	0,05-0,1
Поліетиленові труби	Середні труби	0,6
	Нові труби	до 0,02

Фізико-хімічні властивості рідин і газів, використовуваних як енергоносії

Таблиця П.3.1 – Властивості деяких газів

Найменування газу	Хімічна формула	Молекулярна вага, μ , кг/кмоль	Газова постійна, R , Дж/кг · К	Критичні параметри				ρ_0 , кг/м ³ $t = 0^\circ\text{C}$; $P = 10^5$ Па	Дин. в'язкість $\mu \cdot 10^4$, сПз ($t = 0^\circ\text{C}$)	Показник адіабати, k $t = 0^\circ\text{C}$; $P = 10^5$ Па	Постійна Сезерланда, C
				P_K , МПа	T_K , К	$\rho_K = 1/v_K$, кг/м ³	Коефіцієнт стисливості, Z_K				
Азот	N ₂	28,016	296,749	3,393	126,05	311	0,270	1,2342	16,52	1,40	104
Аміак	NH ₃	17,031	488,175	11,297	405,55	235	0,244	0,7613	9,16	1,31	503
Хлор	Cl ₂	70,914	117,288	7,698	417,15	573	0,274	3,18	12,27	1,34	330
Сірчастий газ	SO ₂	64,06	129,84	7,885	430,45	524	0,269	2,882	11,58	1,27	-
Двоокис вуглецю	CO ₂	44,01	188,8	7,355	304,15	460	0,280	1,951	13,75	1,30	254
Метан	CH ₄	16,04	518,372	4,628	190,65	162	0,290	0,7084	10,22	1,32	164
Етан	C ₂ H ₆	30,7	276,744	4,962	308,15	210	0,277	1,338	8,51	1,20	252
Пропан	C ₃ H ₈	44,09	188,778	4,246	369,95	226	0,270	1,9779	7,46	1,14	278
Кисень	O ₂	32,00	259,778	5,041	154,35	430	0,279	1,4103	19,11	1,4	125
Окисел вуглецю	CO	28,01	296,945	3,491	132,95	301	0,293	1,2336	16,59	1,4	101,2
Водень	H ₂	2,0156	4121,735	1,294	33,25	31	0,303	0,0898	8,35	1,41	84,4
Водяна пара	H ₂ O	18,0	461,5	22,128	647,3	0,00317	-	0,7496	-	-	-

Таблиця П.3.2 – Середній коефіцієнт теплового розширення деяких рідин

Рідина	$\beta \times 10^5$	Рідина	$\beta \times 10^5$	Рідина	$\beta \times 10^5$	Рідина	$\beta \times 10^5$
Анілін	85	Розчин CaCl ₂ , 41 %	46	Ксилол	101	Спирт етиловий	110
Бензин							
Бензол	125	Розчин NaCl, 26 %	44	Гас	100	Толуол	109
Вода	124	Сірчана кислота	57	Масло парафінове	90	Оцетова кислота	107
Гліцерин	10	Скипидар	94	Пентан	159	Хлороформ	126
Анілін	53	Спирт метиловий	122	Розчин CaCl ₂ , 6 %	25	Ефір діетиловий	163
Бензин							

Таблиця П.3.3 – Динамічна в'язкість води

Температура, °C	В'язкість $\mu \times 10^3, \text{Па} \cdot \text{с}$	Температура, °C	В'язкість $\mu \times 10^3, \text{Па} \cdot \text{с}$
0	1.792	50	0.5494
5	1.519	55	0.5064
10	1.308	60	0.4688
15	1.14	65	0.4355
20	1.005	70	0.4061
20.2	1.000	75	0.3799
25	0.8937	80	0.3565
30	0.8007	85	0.3355
35	0.7225	90	0.3165
40	0.656	95	0.2962
45	0.5988	100	0.2838

Таблиця П.3.4 – Коефіцієнт об'ємного розширення води

Температура, °C	$\beta \times 10^5, ^\circ\text{C}^{-1}$	Температура, °C	$\beta \times 10^5, ^\circ\text{C}^{-1}$
5	1,5	70	58
10	9	80	64
20	21	90	70
30	30	100	75
40	39	120	85
50	46	140	97
60	52	160	110

Таблиця П.3.5 – Показник ізоентропії для водяної пари

P , МПа	Температура, °C								
	100	150	200	250	300	350	400	450	500
0,0	1,323	1,3178	1,312	1,3060	1,300	1,2940	1,2881	1,2823	1,2766
0,1	1,320	1,316	1,311	1,305	1,299	1,293	1,287	1,282	1,276
0,5	-	-	1,306	1,301	1,297	1,292	1,286	1,281	1,276
1,0	-	-	1,299	1,298	1,295	1,291	1,285	1,281	1,276
2,5	-	-	-	1,288	1,287	1,286	1,284	1,280	1,276
5,0	-	-	-	-	1,285	1,284	1,283	1,280	1,276
10,0	-	-	-	-	-	1,285	1,284	1,283	1,278
15,0	-	-	-	-	-	-	1,290	1,288	1,283
20,0	-	-	-	-	-	-	-	1,299	1,295
25,0	-	-	-	-	-	-	-	1,330	1,320
30,0	-	-	-	-	-	-	-	-	1,350
35,0	-	-	-	-	-	-	-	-	1,380

Таблиця П.3.6 – Щільність деяких рідин при 0-20 °C

Рідина	ρ , кг/м ³	Рідина	ρ , кг/м ³	Рідина	ρ , кг/м ³	Рідина	ρ , кг/м ³
Бензин	760	Вода	1000	Мазут	890-950	Метанол	800
Бензол	900	Гас	850	Нафта	790-950	Етанол	790

Таблиця П.3.7 – Показник ізоентропії для повітря

$T, ^\circ\text{C}$	Тиск, МПа							
	0,1	1,0	2,0	5,0	10,0	15,0	20,0	25,0
- 100	1,402	1,411	1,420	1,456	-	-	-	-
- 80	1,402	1,414	1,431	1,530	1,929	-	-	-
- 60	1,402	1,415	1,432	1,513	1,771	2,156	-	-
- 40	1,402	1,415	1,432	1,503	1,697	1,966	-	-
- 20	1,402	1,416	1,431	1,496	1,653	1,859	2,086	-
0	1,402	1,415	1,431	1,492	1,629	1,795	1,980	-
20	1,402	1,415	1,431	1,485	1,604	1,746	1,901	2,057
40	1,401	1,413	1,428	1,479	1,585	1,709	1,843	1,978
60	1,399	1,411	1,426	1,474	1,570	1,680	1,798	1,917
80	1,397	1,409	1,423	1,469	1,558	1,657	1,762	1,869
100	1,396	1,407	1,420	1,464	1,546	1,637	1,733	1,829
150	1,391	1,402	1,414	1,453	1,524	1,599	1,677	1,756
200	1,386	1,396	1,408	1,443	1,506	1,571	1,637	1,704
250	1,382	1,391	1,401	1,434	1,490	1,548	1,606	1,664
300	1,377	1,386	1,395	1,425	1,477	1,529	1,581	1,632
350								
400								

Таблиця П.3.8 – Фізичні властивості води при атмосферному тиску

$T, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$i, \text{Дж/кг} \times 10^{-3}$	$c_p, \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{град}} \times 10^{-3}$	$\lambda \times 10^2, \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{град}}$	$\alpha \times 10^7, \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$	$\sigma \times 10^4, \frac{\text{кГ}}{\text{с}^2}$	P_r
0	1000	0	4,23	65,1	1,31	756	13,7
10	1000	41,9	4,19	57,5	1,37	762	9,52
20	998	83,8	4,19	59,9	1,43	727	7,02
30	996	126	4,18	61,8	1,49	712	5,42
40	992	168	4,18	63,4	1,53	697	4,31
50	988	210	4,18	64,8	1,57	677	3,54
60	983	251	4,18	65,9	1,61	662	2,98
70	978	293	4,19	66,8	1,63	643	2,55
80	972	335	4,19	67,5	1,66	626	2,21
90	965	377	4,19	68,0	1,68	607	1,95

Фізичні властивості деяких металів**Таблиця П.4.1 – Межа текучості матеріалів**

Марка сталі	Межа текучості σ , МПа при 20 °С	Марка сталі	Межа текучості σ , МПа при 20 °С
ВСт3	250	15ХМ	233
08	196	15Х5М	220
10	195	12Х17	245
15	225	15Х11МФ	490
20 и 20К	220	14Х17Н2	834
30	294	12Х18Н9Т	196
35	314	12Х18Н10Т	240
12МХ	220	15Х12ВНМФ	588
12ХМ	220	08Х18Н10Т	210
20Х23Н13	294	36Х18Н25С2	343

Таблиця П.4.2 – Модуль пружності матеріалів

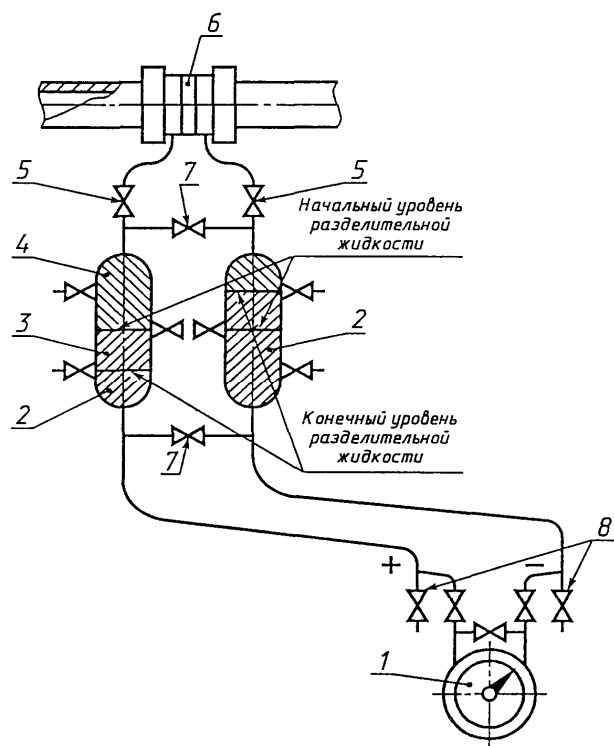
Тип сталі	Модуль пружності, 10^{-3} МПа, при температурі, °С												
	20	100	150	200	250	300	350	400	450	500	550	600	700
Вуглецева і низьколегірована	199	191	186	181	176	171	164	155	140	-	-	-	-
Теплостійка і корозійно-стійка хромована	215	215	205	198	195	190	184	178	171	163	154	140	-
Жароміцна і жаростійка аустенітна	200	200	199	197	194	190	185	180	174	167	160	152	132

Таблиця П.4.3 – Значення коефіцієнтів рівняння (5.13). для розрахунку коефіцієнта теплового розширення сталей

Марка сталі	a_e	b_e	c_e	Марка сталі	a_e	b_e	c_e
8	10,9	7,7	2,4	12МХ	11,3	3,8	0,0
10	10,8	9,0	4,2	12Х1МФ	10,0	9,6	6,0
15	11,1	7,9	3,9	12Х17	9,4	7,4	6,0
15М	10,7	13,0	13,0	12Х18Н9Т	15,6	8,3	6,5
16М	11,1	8,4	3,7	12Х18Н10Т	15,6	8,3	6,5
20	11,1	7,7	3,4	14Х17Н2	9,4	7,5	7,8
20М	10,7	13,0	13,0	15ХМА	11,1	8,5	5,2
25	12,2	0,0	0,0	15Х1М1Ф	10,4	8,1	4,4
30	10,2	10,4	5,6	15Х5М	10,1	2,7	0,0
35	10,2	10,4	5,6	15Х12ЕНМФ	9,81	3,0	0,0
Х6СМ	10,1	2,7	0,0	17Х18Н9	15,7	5,7	0,0
Х7СМ	10,1	2,7	0,0	20Х23Н13	15,5	1,7	0,0
				36Х18Н25С2	12,0	10,0	5,4

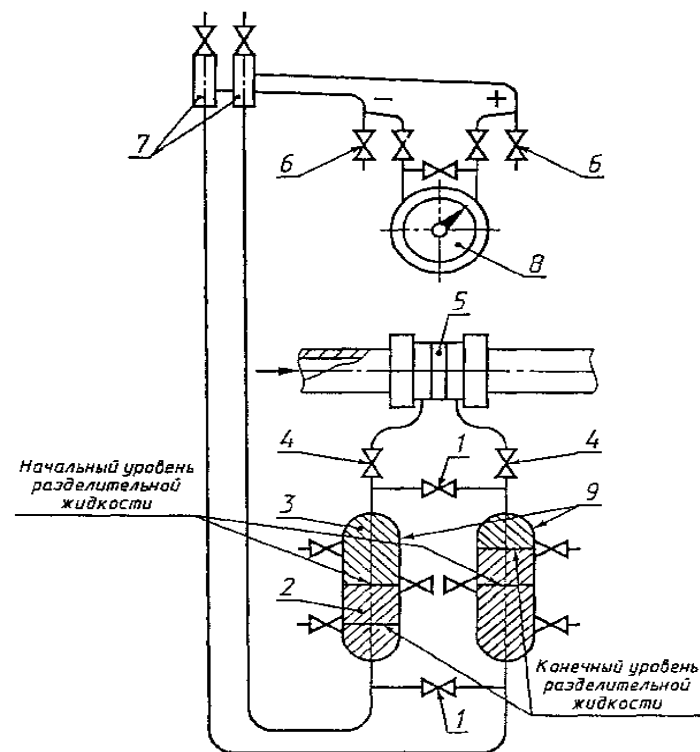
Примітка – Значення коефіцієнтів приведені для температурного діапазону від -200 до +700 °С. Для сталі марки 12МХ температурний коефіцієнт приведений для температур від 0 до 100 °С.

Схеми підключення приладів до вимірювального трубопроводу



а)

1 – диференціальний манометр; 2 – судина розділова;
3 – рідина розділова; 4 – контрольована рідина; 5 – запірний
вентиль звужуючого пристрою; 6 – звужуючий пристрій;
7 – зрівняльний вентиль; 8 – продувочний вентиль



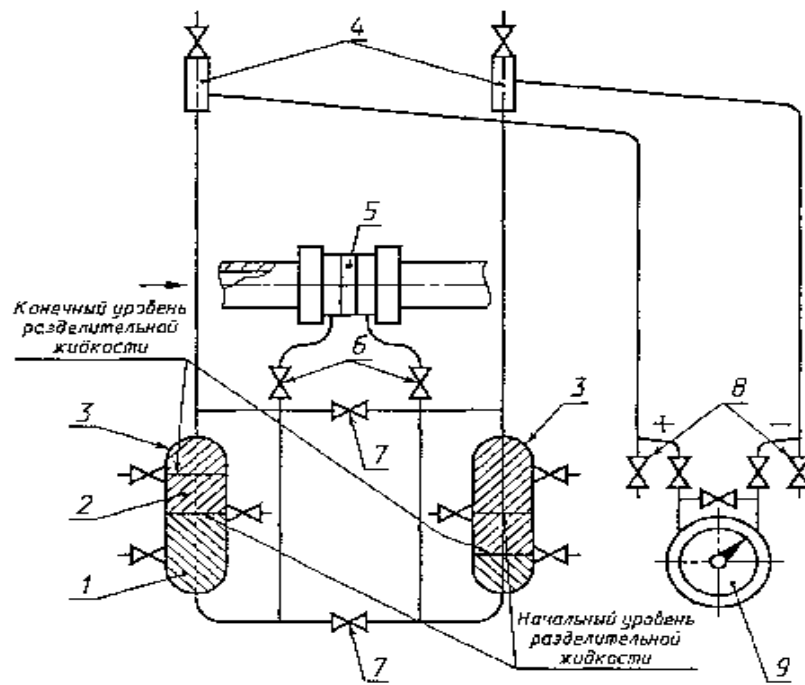
б)

1 – зрівняльний вентиль; 2 – рідина розділова;
3 – контрольована рідина; 4 – запірний вентиль;
5 – звужуючий пристрій; 6 – вентиль продувочний;
7 – газозбірник; 8 – дифманометр; 9 – розділова судина

Рисунок П.5.1 – Схема вимірювання витрати рідини, яка легше за рідину в розділових судинах:

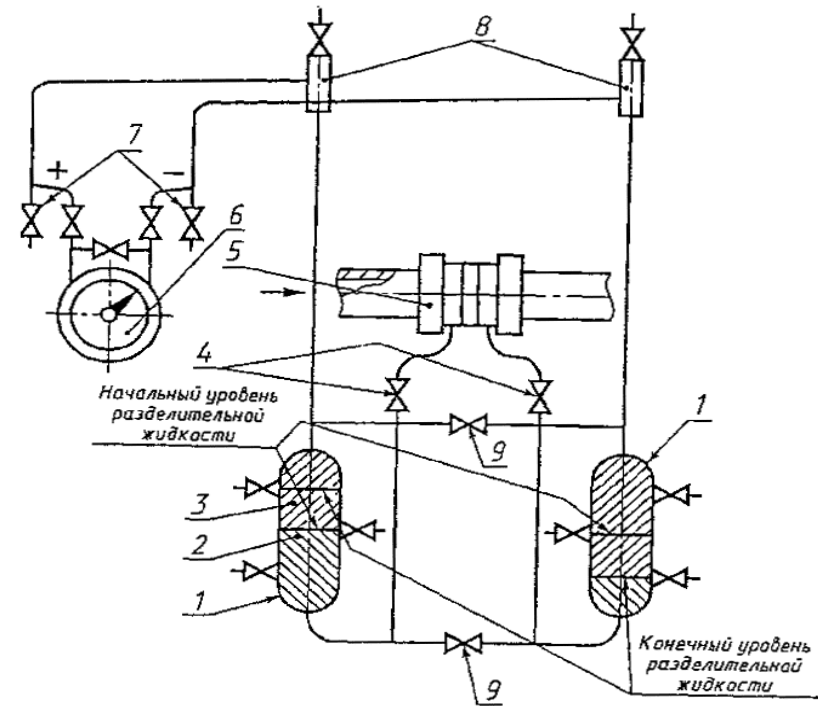
а – диференціальний манометр розташований нижче звужуючого пристрою;

б – диференціальний манометр розташований вище звужуючого пристрою



а)

1 – контрольована рідина; 2 – рідина; розділова;
3 – розділова судина; 4 – газозбірник; 5 – звужуючий пристрій;
6 – запірний вентиль; 7 – зрівняльний вентиль;
8 – продувочний вентиль; 9 – диференціальний манометр

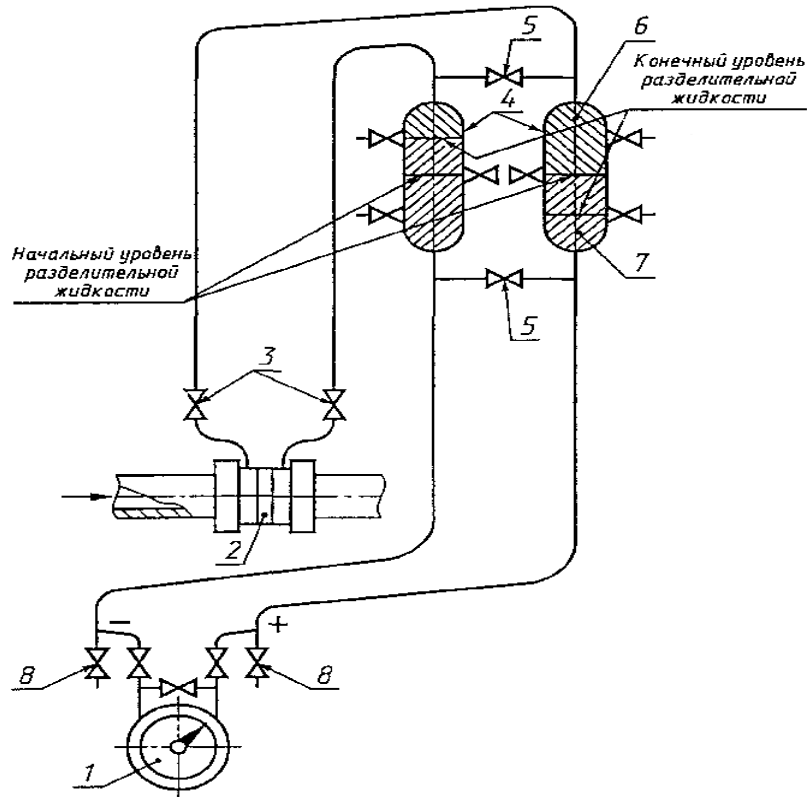


б)

1 – розділова судина; 2 – контрольована рідина; 3 – рідина розділова;
4 – запірний вентиль; 5 – звужуючий пристрій;
6 – диференціальний манометр; 7 – продувочний вентиль;
8 – газозбірник; 9 – зрівняльний вентиль

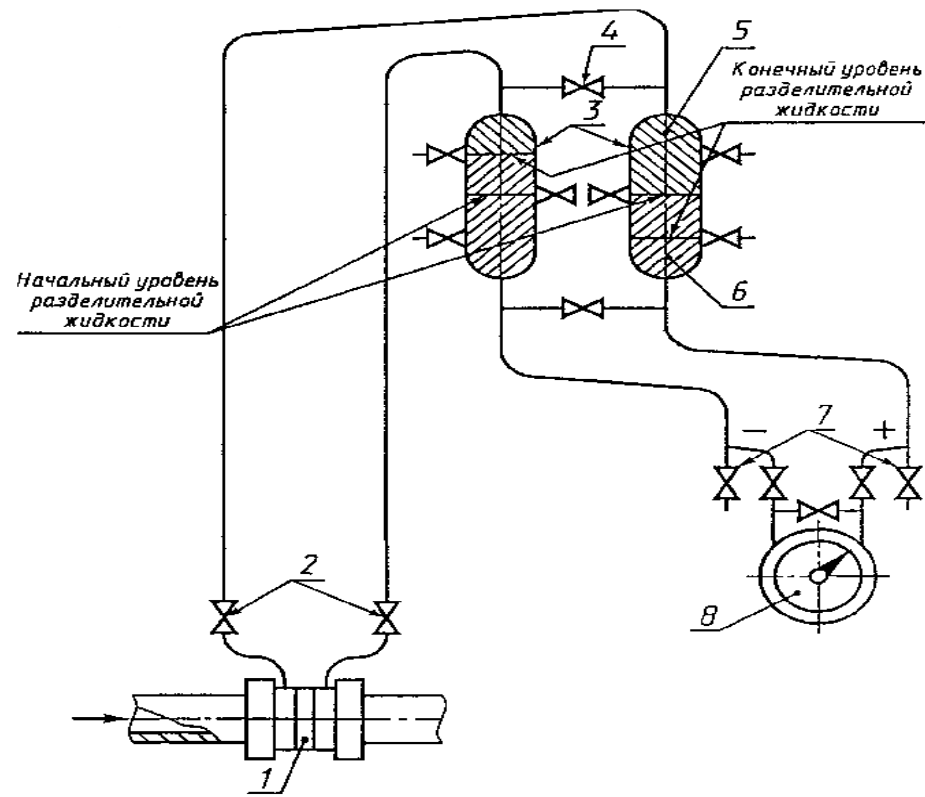
Рисунок П.5.2 – Схема вимірювання витрати рідини, яка важче за рідину в розділових судинах:

а – диференціальний манометр розташований нижче звужуючого пристрою;
б – диференціальний манометр розташований вище звужуючого пристрою



а)

1 – дифманометр; 2 – звужующий пристрій; 3 – запірний вентиль;
4 – розділова судина; 5 – зрівняльний вентиль; 6 – контрольований
газ; 7 – розділова рідина; 8 – продувочний вентиль

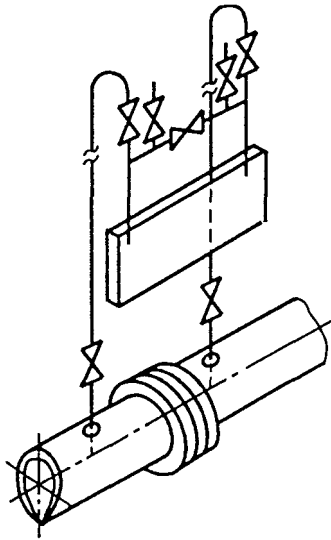


б)

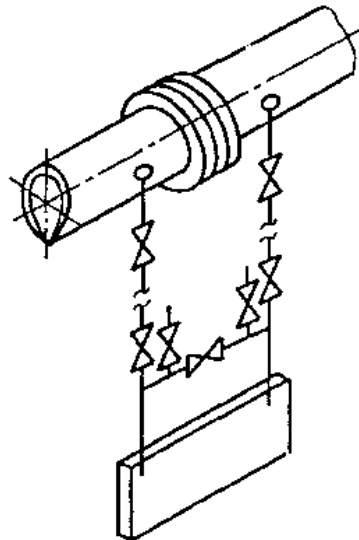
1 – звужующий пристрій; 2 – запірний вентиль; 3 – розділова судина;
4 – зрівняльний вентиль; 5 – контрольований газ; 6 – рідина розділова;
7 – продувочний вентиль; 8 – дифманометр

Рисунок П.5.3 – Схеми установок розділових судин при вимірюванні витрати газу:

а – диференціальний манометр розташований нижче звужуючого пристрою;
б – диференціальний манометр розташований вище звужуючого пристрою



Дифманометр над трубопроводом



Дифманометр під трубопроводом

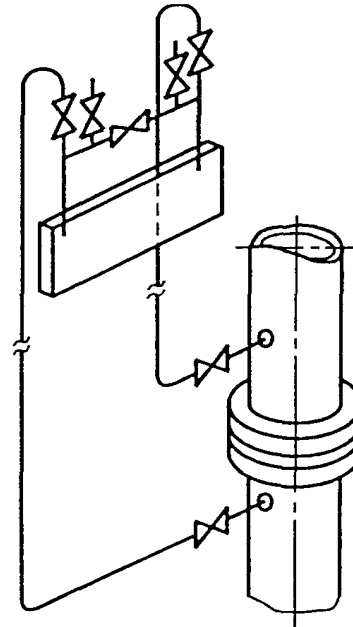
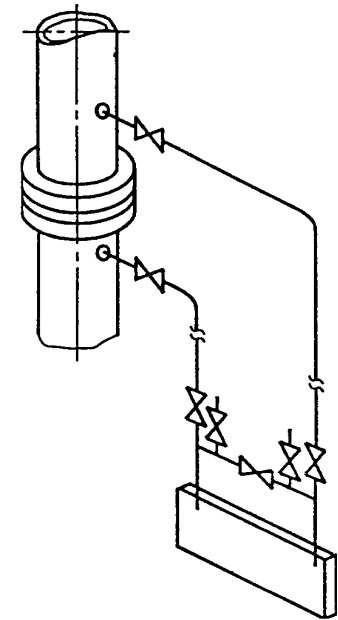
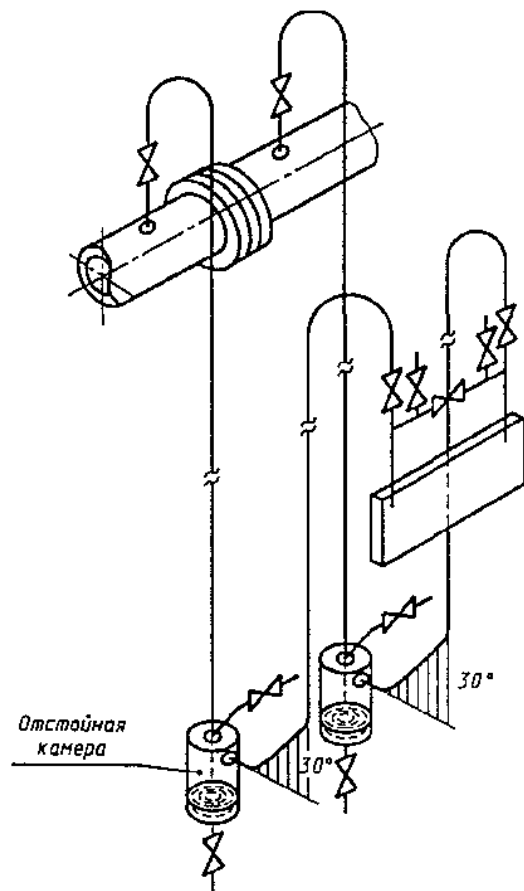
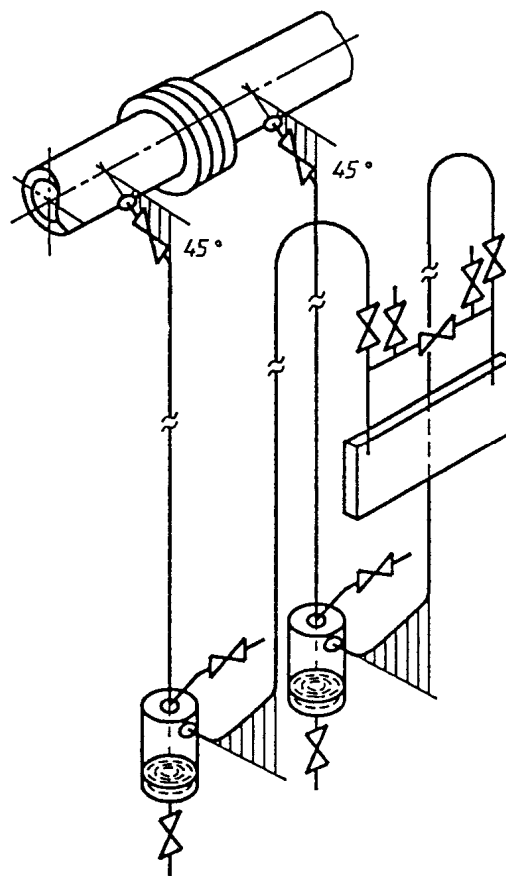
Дифманометр вище за точку
відбору тиску.
(вертикальний трубопровід)Дифманометр нижче за точку
відбору тиску.
(вертикальний трубопровід)

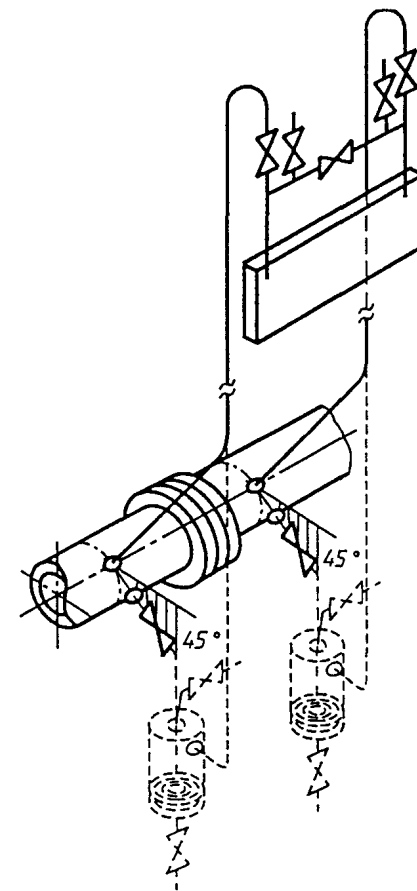
Рисунок П.5.4 – Схеми установки вимірювального приладу при вимірі чистого сухого газу



а – дифманометр під трубопроводом

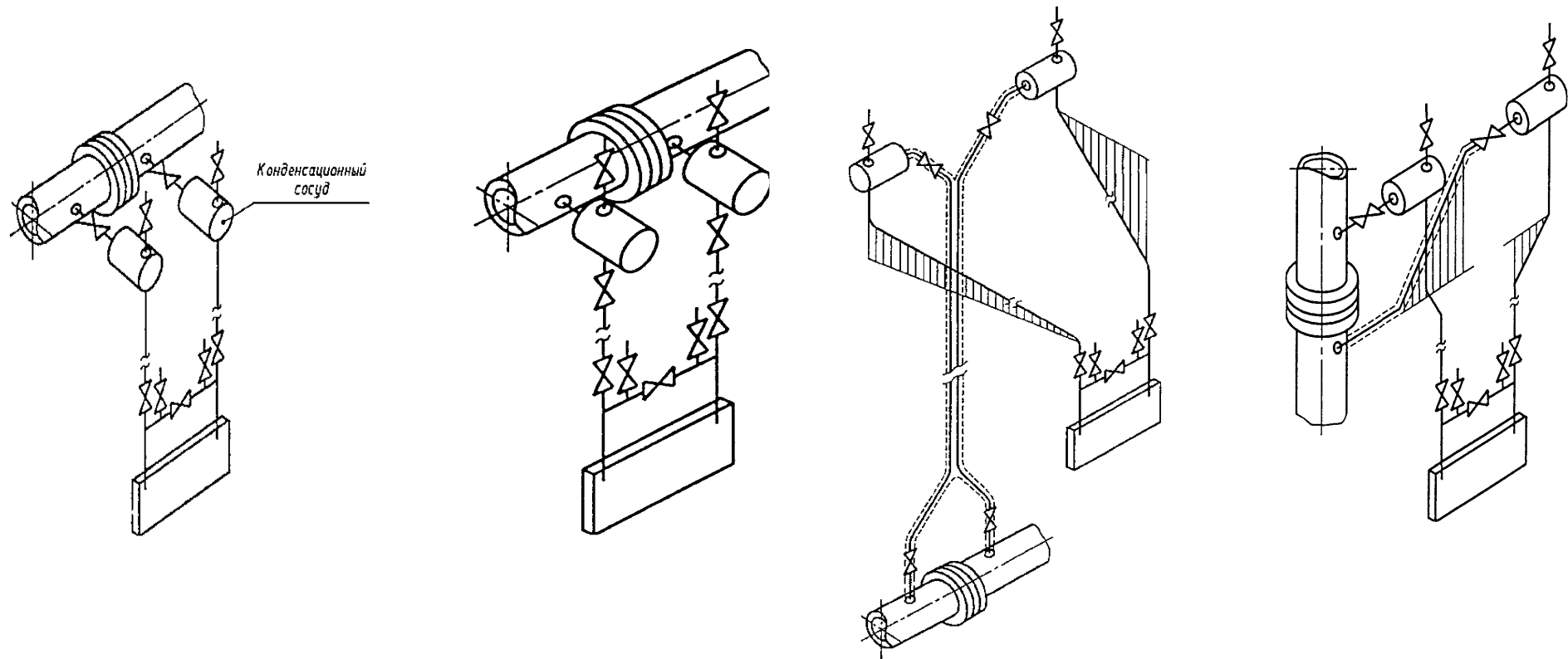


б – дифманометр під трубопроводом
(можливий варіант)



в – дифманометр над трубопроводом
(можливі два варіанти)

Рисунок П.5.5 – Схеми установки вимірювального приладу при вимірі чистого вологого газу



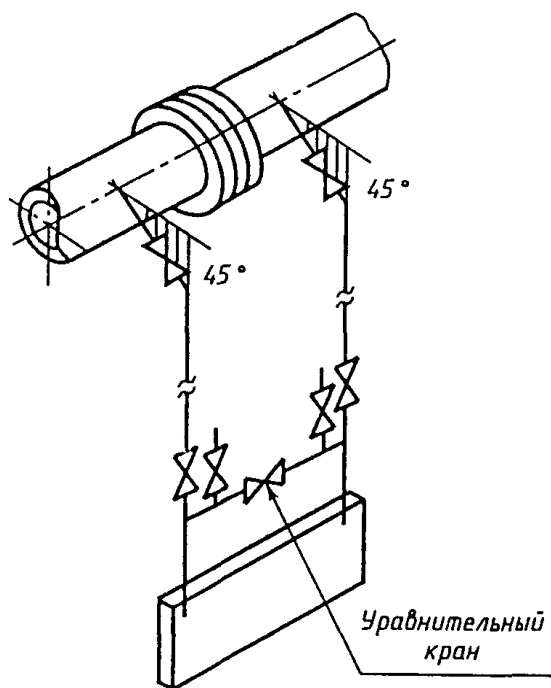
а – дифманометр під трубопроводом

б – дифманометр під
трубопроводом (варіант)

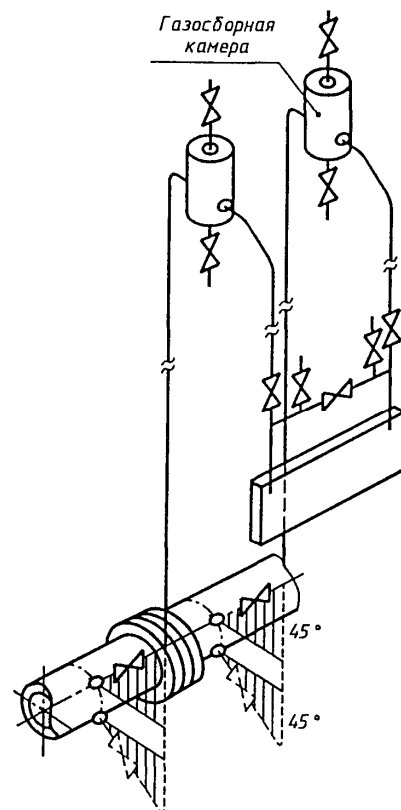
в – дифманометр над трубопроводом
(однаковий нахил сполучних трубок)

г – дифманометр нижче за точки
відбору тиску;
(вертикальний трубопровід)

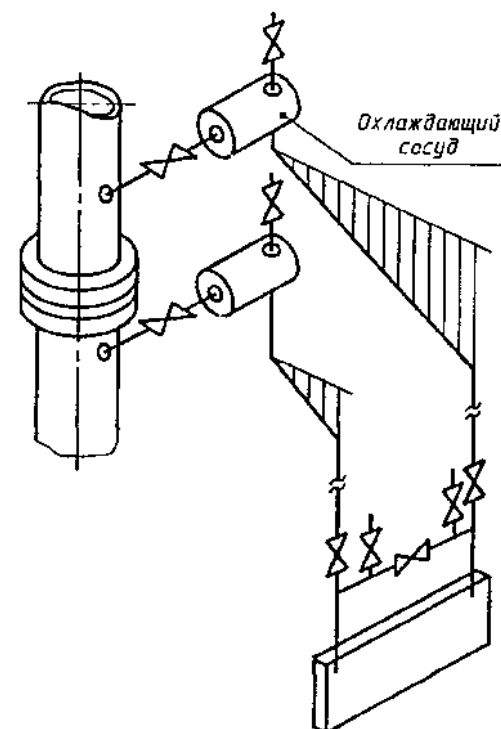
Рисунок П.5.6 – Схеми установки вимірювального приладу при вимірі водяної пари і газу, що конденсується



а – дифманометр під трубопроводом
(холодна рідина)



б – дифманометр над трубопроводом
(холодна рідина)



в – вертикальний трубопровід
(гаряча рідина)

Рисунок П.5.7 – Схеми установки вимірювального приладу при вимірі рідких середовищ

Список рекомендованных джерел

1. **Иванова Г. М., Кузнецов Н. Д, Чистяков В. С.** Теплотехнические измерения и приборы: Учебник для вузов. – Москва: Энергоатомиздат, 1984. – 232 с.
2. **Бретишнайдер С.** Свойства газов и жидкостей. – Москва-Ленинград: Химия, 1966.
3. **Государственная** система промышленных приборов и средств автоматизации (ГСП). Под ред. Кавалерова Г. И. – Москва: ЦНИИТЭИ, 1981. – 392 с.
4. **Кремлевский П. П.** Расходомеры и счетчики количества. – Ленинград: Машиностроение, 1975. – 776 с.
5. **Правила** измерения расхода газов и жидкостей стандартными сужающими устройствами РД 50-213-80. – Москва: Изд-во стандартов, 1982. – 320 с.
6. **Преображенский В. П.** Теплотехнические измерения и приборы: Учебник для вузов. – 3-е изд., перераб. – Москва: Энергия, 1978. – 704 с.
7. **Промышленные** приборы и средства автоматизации: Справочник / Под ред. Черенкова В. В. – Ленинград: Машиностроение, 1987. – 847 с.
8. **Нубарян С. М.** Контрольно-измерительные приборы в теплотехнических измерениях: Курс лекций. – Харьков: ХНАГХ, 2006. – 283 с.
9. **Нубарян С. М.** Средства коммерческого учета энергоносителей: Харьков: ХНАГХ, 2009 – 153 с.
10. **Расчет** и конструирование расходомеров. Под ред. П. П. Кремлевского. – Москва: Машиностроение, 1978. – 224 с.
11. **З. Кабза.** Математическое моделирование расходомеров с сужающими устройствами / Пер. с польск. под ред. П. П. Кремлевского. – Ленинград: Машиностроение, 1981. – 115 с.

Навчальне видання

Методичні вказівки
до виконання розрахунково-графічної роботи
з дисципліни

«Засоби комерційного обліку енергоносіїв»

(для студентів усіх форм навчання спеціальності 7.06010107 –
Теплогазопостачання і вентиляція та слухачів другої вищої освіти)

Укладач **НУБАРЯН** Сергій Манукович

Відповідальний за випуск *І. І. Капцов*

За авторською редакцією

Комп'ютерне верстання *Г. О. Павлова*

План 2012, поз. 132М

Підп. до друку 06.09.2012 р.

Формат 60×84/16

Друк на ризографі

Ум. друк. арк. 1,9

Зам. №

Тираж 100 пр.

Видавець і виготовлювач:
Харківський національний університет
міського господарства імені О. М. Бекетова,
вул. Революції, 12, Харків, 61002
Електронна адреса: rektorat@kname.edu.ua
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи:
ДК № 4705 від 28.03.2014 р.